



Diogo Filipe Santos Valente

Licenciado em ciências de engenharia mecânica

Desenvolvimento de um protótipo de uma máquina perfuradora de rocha natural

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: António Mourão, Prof. Associado, FCT-UNL
Co-orientador: João Cardoso, Prof. Auxiliar, FCT-UNL

Júri:

Presidente: Prof. Doutor António Manuel Flores Romão de
Azevedo Gonçalves Coelho

Vogais: Prof. Doutor António José Freire Mourão
Prof. Doutor João Burguete Cardoso
Prof. Doutor António Gabriel Duarte dos Santos



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Dezembro 2012

Desenvolvimento do protótipo de uma máquina perfuradora de rocha natural

Copyright © Diogo Filipe Santos Valente, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objectivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer à minha família e à minha namorada Flávia pelo apoio e motivação que me deram ao longo desta dissertação.

Quero agradecer também aos professores António Mourão e João Cardoso que me providenciaram todo o auxílio e orientação necessária para a realização desta dissertação.

Ao desenvolver trabalho na *FRAVIZEL, S.A.* várias foram as pessoas que demonstraram a sua disponibilidade e auxílio no decorrer deste projecto, sempre com boa disposição para esclarecer qualquer assunto.

A:

Eliseu Frazão, Gerente;

António Gil, Chefe de Produção;

Carlos Correia, Engº Mecânico;

Carlos Rodrigues, Engº Electromecânico;

Jorge Frazão, Director de operações fabris;

Luís Humberto, Desenhador projectista;

Nuno Faria, Preparador de trabalho;

Renato Silva, Desenhador projectista;

E a todos os colaboradores da *FRAVIZEL*.

A todos um Muito Obrigado!

Resumo

Esta dissertação aborda o desenvolvimento do projecto de uma máquina perfuradora de fundo para a extracção de rocha natural. O trabalho foi realizado num contexto industrial, obedecendo às contingências próprias da realidade empresarial. O projecto começou pela análise das funcionalidades requeridas pelo cliente, o que se traduziu na concepção do modelo da máquina. Posteriormente foi realizado o dimensionamento dos componentes considerados mais relevantes sob o ponto de vista da funcionalidade e da segurança. No desenvolvimento do projecto procurou-se implementar as funções com recurso a sistemas disponíveis no mercado, numa perspectiva de projecto de integração de funções. Relativamente a um componente importante – a lança – foi realizada uma optimização estrutural, utilizando-se para o efeito um programa de elementos finitos e uma ferramenta de optimização. A máquina foi construída e ensaiada na empresa e em pedreiras, tendo mostrado um comportamento de manobra e de funcionamento de acordo com o previsto.

Palavras-chave: Máquina perfuradora, projecto mecânico, optimização estrutural, rocha natural.

Abstract

This dissertation discusses the development of the project of a machine drill responsible for the extraction of natural rock. The work was carried out in an industrial context according to the contingencies of reality of business. The project began by analyzing the features required by the client, which has resulted in the design of the machine model. Subsequently was performed the dimensioning of components considered most relevant from the point of view of operability and safety. In developing the project sought to implement the functions using the systems available in the market from the perspective of project integration functions. For an important component - the boom - a structural optimization was performed, using for this purpose a finite element program and an optimization tool. The machine was built and tested in the company and in quarries, having shown a behavior maneuvering and operating according to plan.

Keywords: *Mechanical project, natural stone, perforator machine, structural optimization.*

Índice

1. Introdução	1
2. Enquadramento	3
3. Alternativas no mercado e no trabalho.....	7
4. Definição das funções da máquina.....	11
4.1. Funções a cumprir pela perfuradora e caracterização das gamas de funcionamento	11
4.2. Propostas de solução para as funções.....	13
4.3. Solução adoptada	17
4.4. Integração de funções.....	23
5. Cálculos preliminares.....	25
5.1. Introdução	25
5.2. Cálculos relativos à função da perfuradora	25
5.2.1. Estimativa da força de extracção.....	25
5.2.2. Estimativa da velocidade de perfuração	25
5.2.3. Capacidade de subida e descida de planos inclinados.....	27
5.3. Dimensionamento da estrutura.....	31
5.3.1. Dimensionamento das cavilhas	31
5.3.2. Dimensionamento de soldaduras.....	34
5.3.2.1. Orelhas de elevação traseiros e dianteiros	36
5.3.2.2. Suportes do depósito de óleo e do motor.....	36
5.3.2.3. Travessas do chassis (ligação às lagartas)	37
5.3.2.4. Apoios estabilizadores traseiros	37
5.3.2.5. Reforço da torre	38
5.3.2.6. Suporte da lança.....	39
5.3.2.7. Lança	40
5.3.2.8. Dimensionamento à fadiga	44
5.3.3. Dimensionamento à encurvadura dos estabilizadores traseiros	45
5.4. Análise da estrutura às solicitações.....	47
5.4.1. Análise da lança	47
5.4.2. Análise do chassis traseiro	48
5.4.3. Análise da unidade de rotação da broca	50
5.5. Cálculos relativos aos sistemas e equipamentos hidráulicos.....	51
5.5.1. Sistemas hidráulicos - dimensionamento e diagrama de comando	51
5.5.2. Dimensionamento da potência hidráulica	52

5.5.3. Dimensionamento do depósito de óleo	54
5.5.4. Determinação do número de dentes para os carretos da caixa redutora.....	54
6. Optimização estrutural	57
6.1. Introdução	57
6.2. Modelo simplificado da lança	57
6.3. Análise.....	59
6.4. Análise económica	61
7. Marcação CE.....	63
8. Normas e Directivas.....	65
9. Discussões e conclusões.....	67
10. Referências	69
11. Anexos.....	71
11.1. Anexo I – Folha de especificações da perfuradora.....	71
11.2. Anexo II – Desenhos de conjunto	72
11.3. Anexo III – Caracterização das soldaduras dimensionadas	84
11.4. Anexo IV – Motores hidráulicos Sauer-Danfoss	92
11.5. Anexo V – Programa de optimização da lança	93

Índice de Figuras

Figura 1 – Alagamento de talhada de calcário, cortesia FRAVIZEL	3
Figura 2 – Máquina "Fio de Serrar" com respectivo cabo diamantado, cortesia FRAVIZEL	4
Figura 3 - Fio de serrar efectuando corte (fio negro à direita), cortesia FRAVIZEL.....	4
Figura 4 - Esquema representativo dos furos de triangulação.....	5
Figura 5 - Perfuradora Perfora Speedrill [4]	7
Figura 6 - Características da Perfora Speedrill [4]	8
Figura 7 - Perfuradora Poeiras PHP90 [5]	8
Figura 8 - Perfurador de rodas Marini Explorer [6]	9
Figura 9 - Especificações de Marini Explorer [6].....	9
Figura 10 - Perfuradora Segeda Mini Oruga EPO13A [7].....	10
Figura 11- Rotação da Torre	11
Figura 12 - Rotação da Lança	12
Figura 13 - Ângulos máximos da torre e da lança.....	12
Figura 14 - Exemplo de martelo pneumático [8]	13
Figura 15 - Exemplo de Bit's para acoplar no martelo [9]	14
Figura 16 – Slewdrive [10]	16
Figura 17 - Exemplo de cubo de rotação [11].....	17
Figura 18 - Fundo Furo (modelo inicialmente proposto).....	19
Figura 19 - Fundo Furo sem coberturas	19
Figura 20 - Fundo furo actual com capotas.....	20
Figura 21 - Fundo furo actual sem capotas	20
Figura 22 – Vista da unidade de rotação FRAVIZEL montada.....	21
Figura 23 - Vista explodida da unidade de rotação da broca	22
Figura 24 - Vista em corte do cubo.....	22
Figura 25 - Velocidade de perfuração para calcários [9]	26
Figura 26 - Velocidade de perfuração para granitos [9].....	26
Figura 27 - Rotação indicada para a broca [9]	27
Figura 28 - Conjunto locomotor, lagartas [18].....	27
Figura 29 - Plano inclinado 30°.....	28
Figura 30 - Diagrama de forças plano inclinado 30°.....	29
Figura 31 - Inclinação máxima em subida (50°)	29
Figura 32 - Inclinação máxima em descida (50°).....	30
Figura 33 - Inclinação lateral máxima (45°).....	30
Figura 34 – Cavilhas e esforços aplicados	31
Figura 35 - Diagrama de corpo livre de uma cavilha.....	32
Figura 36 - Localização das principais soldaduras dimensionadas.....	34
Figura 37 - Indicação das principais soldaduras dimensionadas (continuação).....	35
Figura 38 - Força paralela ao cordão de soldadura [25].....	35
Figura 39 - Força paralela a um dos catetos do cordão [25]	36
Figura 40 - Orelhas elevação.....	36
Figura 41 - Indicação da direcção das forças	37
Figura 42 – Localização da ligação do chassis às lagartas.....	37
Figura 43 - Apoios estabilizadores traseiros	38
Figura 44 - Reforço da torre.....	38
Figura 45 - Momento paralelo ao cordão [25]	39
Figura 46 - Momento perpendicular ao cordão [25]	39
Figura 47 - Esquema da soldadura no suporte da lança com a=251mm e b=250mm.....	39
Figura 48 - Cargas no suporte em perfuração horizontal	40
Figura 49 - Cargas aplicadas no suporte da lança em perfuração vertical com $F=3746N$ e $M=18200Nm$	40
Figura 50 - Caracterização das cargas na lança.....	41
Figura 51 – Representação dos cordões de soldadura considerados.....	41
Figura 52 - Força paralela ao cordão aplicada no olhal ao perfurar com torre horizontal	42

Figura 53 - Esquema do cordão na lança	42
Figura 54 - Força paralela ao cateto do cordão em perfuração vertical	43
Figura 55 - Cargas consideradas na lança em perfuração vertical	43
Figura 56 - Equações para o momento perpendicular ao cordão	44
Figura 57 - Exemplo de curva S-N para uma liga de alumínio e um aço macio [26]	45
Figura 58 - Ilustração do cilindro estabilizador traseiro	46
Figura 59 - Comprimento efectivo de encurvadura [22]	46
Figura 60 - Estabilizador traseiro em corte	46
Figura 61 - Simulação em elementos finitos do arrastamento do estabilizador com $F=20000N$	47
Figura 62 - Simulação do arrastamento do estabilizador, critério de Von Mises, $F=20000N$	47
Figura 63 - Teste à flexão, deslocamentos	48
Figura 64 - Teste à flexão, critério de Von Mises	48
Figura 65 - Deslocamento provocado pelos acessórios no chassis traseiro	49
Figura 66 - Análise de esforços provocados pelos acessórios no chassis traseiro, critério de Von Mises	49
Figura 67 - Análise do chassis inferior, deslocamentos	50
Figura 68 - Análise chassis inferior, tensões	50
Figura 69 - Deslocamentos da unidade de rotação	51
Figura 70 - Tensões Von Mises da unidade de rotação	51
Figura 71 - Circuito de comando	53
Figura 72 - Determinação do número de dentes dos carretos com base em [32] e [33]	55
Figura 73 - Evolução de um sistema [35]	57
Figura 74 - Comprimento (L) e largura (b) da lança	58
Figura 75 - Modelo simplificado da lança com respectivas forças aplicadas	59
Figura 76 - Ilustração da progressão do algoritmo (best fitness), mostrando o valor médio e o melhor valor alcançado	60
Figura 77 - Fluxograma representativo do processo de optimização de uma estrutura	61

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Vantagens e desvantagens de algumas fontes de energia	15
Tabela 2 - Vantagens e desvantagens de sistemas de locomoção	15
Tabela 3 - Vantagens e desvantagens de alguns sistemas de movimentação.....	16
Tabela 4 - Resumo dos equipamentos de produção existentes na fábrica [13]	18
Tabela 5 - Massas específicas para calcários, granitos e mármore [19 e 20]	25
Tabela 6 - Diâmetros mínimos para as cavilhas.....	33
Tabela 7 - Dispositivos hidráulicos	52
Tabela 8 - Valores iniciais adoptados empiricamente.....	60
Tabela 9 - Valores optimizados.....	60
Tabela 10 - Valores para comparação	62
Tabela 11 - Valores para séries de máquinas	62
Tabela 12 - Quadro de normas harmonizadas consultadas	65
Tabela 13 - Dados característicos recolhidos após construção do protótipo ao perfurar calcário Moca.....	67

Abreviaturas e Siglas

A	Área
a	Distância entre-eixos
b	Braço da força
CE	<i>Conformité Européenne</i> (Conformidade Europeia)
CG	Centro de Gravidade
d	Diâmetro
d_p	Diâmetro primitivo
DIN	Norma alemã
DIR	Directiva
E	Módulo de elasticidade
EN	Norma europeia
F	Força aplicada
Fa	Força de atrito
h	Altura; Altura do cordão de soldadura
I	Momento de inércia
i	Relação de transmissão
J	Momento polar de inércia
k_s	Coefficiente de acabamento superficial
k_t	Coefficiente de dimensão
K_f	Factor dinâmico de concentração de tensões
k_f	Coefficiente de fiabilidade
k_T	Coefficiente de temperatura (=1 quando T<100°C)
L	Comprimento
M	Momento aplicado ou binário
m	Massa; Módulo
N	Reacção normal
n	Rotação em RPM; Factor de segurança

P	Peso; Potência
P_{crit}	Peso crítico
Q	Caudal volúmico
R	Reacção; Raio
V	Volume
v	Velocidade
W	Módulo resistente à flexão
z	Número de dentes
Δp	Variação de pressão
Δx	Comprimento do cordão de soldadura
ρ	Densidade
Ø	Diâmetro
η_e	Coeficiente de atrito
η_g	Eficiência geométrica
η_v	Eficiência volúmica
σ_{adm}	Tensão admissível
σ_{ced}	Tensão de cedência
σ_{com}	Tensão de comparação
σ_f	Tensão admissível de fadiga
σ_{f0}	Amplitude de resistência à fadiga dada pela curva S-N de referência, determinada experimentalmente

1. Introdução

Em toda a sua existência, a pedra sempre teve um importante papel a desempenhar na vida do Ser Humano. Desde a descoberta das primeiras ferramentas aos dias actuais em que as rochas ornamentais são utilizadas como material de construção ou decorativo e até mesmo como objecto de arte [1 e 2].

Desde granitos e mármore a calcários de várias espécies, em território Lusitano a extracção de rocha ornamental tem muita expressão a nível económico, seja através da grande exportação existente ou do consumo interno no país. Sendo um produto de grande aceitação mundial e sendo largamente exportado, a extracção de rocha ganhou grande importância em Portugal e para fazer face às fortes exigências competitivas existentes neste mercado é necessário reflectir e projectar novas ferramentas e equipamentos que facilitem o trabalho de extracção da rocha aos produtores, apostando-se assim cada vez mais em tecnologia para reduzir custos e tempos de operação [3].

Como em qualquer área industrial, existe evolução dos processos produtivos e a evolução natural consiste em tornar o trabalho mais fácil, mais rápido, mais seguro e o mais económico possível. Neste campo actua a *FRAVIZEL – Metalomecânica* empresa que fabrica máquinas e equipamentos para corte, furação, manipulação e extracção de pedra em estado natural, com tecnologia própria e adequada às necessidades manifestadas pelos clientes.

Surge assim, associado à *FRAVIZEL*, o projecto de uma sonda perfuradora para extracção de rocha ornamental e que por conseguinte origina o tema de dissertação de mestrado em engenharia mecânica com o título “*Desenvolvimento do protótipo de uma máquina perfuradora de rocha natural*”.

Este documento encontra-se estruturado por capítulos, em que se abordam os temas necessários à realização do projecto da máquina perfuradora. No capítulo dois apresenta-se um pequeno enquadramento à máquina no processo de extracção de rocha natural. No capítulo três apresentam-se algumas alternativas que existem no mercado e a linha que se pretende seguir na elaboração desta máquina. Por sua vez no capítulo quatro referenciam-se os principais movimentos que a máquina deverá efectuar tendo em conta as necessidades do cliente. Chegando ao capítulo cinco são elaborados todos os cálculos e tomadas todas as considerações necessárias ao bom funcionamento da perfuradora. No capítulo seis apresenta-se a optimização como processo de redução de custos de produção e estuda-se a potencialidade que a estrutura tem para ser optimizada. Nos capítulos sete e oito faz-se referência à marcação CE e às normas utilizadas para a construção deste tipo de equipamento. Por fim o capítulo nove apresenta-se como a conclusão deste projecto sendo prosseguido pelas referências bibliográficas e anexos.

2. Enquadramento

Sendo a rocha um recurso natural valioso para o Ser Humano, este desenvolveu e continua a desenvolver formas de extrair este recurso. A abertura de novas pedreiras exige planeamento e prospecção de solos de forma a analisar-se qual o produto que se pode extrair e se tem viabilidade económica.

As técnicas de extracção de rocha foram evoluindo com o passar dos anos e a acumulação de experiência pelas várias gerações de produtores, pelo que se chega ao presente onde se encontra todo o tipo de tecnologia de ponta em máquinas para efectuar o trabalho rápida e eficazmente com segurança. O processo de extracção de uma rocha envolve vários processos para se chegar ao produto final, que serão blocos de dimensões e peso relativamente padronizados que permitam ser transportados em veículos terrestres (pois estes serão os veículos com maior restrição de volume e peso de carga), para fábricas de transformação onde serão talhados e recortados segundo formas e padrões requeridos por cada cliente.

A extracção de um bloco implica o corte e derrube, designado alagamento na gíria desta actividade de uma talhada (ver Figura 1) para posterior divisão por blocos de tamanho transportável. As talhadas podem ter dimensões variadas consoante a pedreira e o tipo de rocha a extrair, e apresentam pesos na ordem das 1200 toneladas. São usualmente cortadas através de “fios de serrar” (Figura 2 e Figura 3) que se fazem passar por dentro da pedra por forma a abraçar toda a extensão a cortar e efectuar o corte. A perfuradora em análise surge da necessidade de passar o fio por entre a pedra. É necessário abrir furos de triangulação na vertical e na horizontal de modo a permitir a passagem do cabo cortante.



Figura 1 – Alagamento de talhada de calcário, cortesia *FRAVIZEL*



Figura 2 – Máquina "Fio de Serrar" com respectivo cabo diamantado, cortesia *FRAVIZEL*



Figura 3 - Fio de serrar efectuando corte (fio negro à direita), cortesia *FRAVIZEL*

A máquina perfuradora que tem por nome de “Fundo Furo” ou “Sonda de Rastos” na gíria, nome esse que poderá ser adoptado ao longo deste documento, terá então de conseguir furar vários tipos de rocha, tais como calcários, mármore e granitos, na vertical e na horizontal (Figura 4) e em alguma eventualidade deverá permitir também a furação em ângulo.

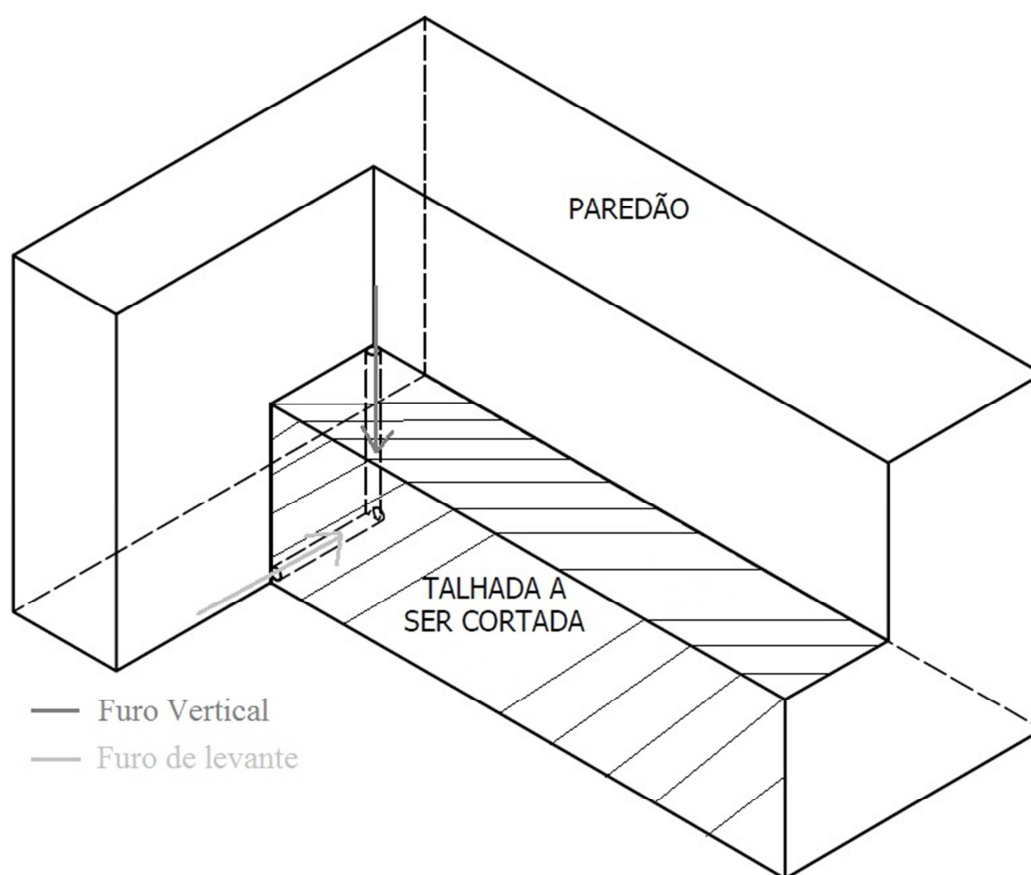


Figura 4 - Esquema representativo dos furos de triangulação

O Fundo Furo centra-se então na fase inicial do processo de extracção, em que se faz uma sondagem do solo de modo a permitir a escolha exacta dos locais a cortar, o que beneficia em larga escala a lavra que deste modo se processa de modo racional e cuidadoso, rentabilizando recursos. Além desta função a máquina deverá permitir também realizar a abertura dos furos de triangulação.

Actualmente os aparelhos que efectuam o trabalho de sondagem são dispendiosos (desde cerca de 100000€), pois consistem em sondas acopladas na generalidade dos casos, a escavadoras de grandes dimensões e a análise e tratamento dos dados requer muita especialização pois é necessário conhecer muito bem as propriedades de cada tipo de rocha, pelo que as empresas recorrem à subcontratação deste serviço. Ao terem acesso a tecnologia que permita efectuar sondagens, as empresas recorreriam apenas à subcontratação dos serviços de análise e tratamento de dados diminuindo assim os custos e consequentemente aumentando o número de sondagens realizadas, o que seria uma mais-valia e elevaria desta forma a qualidade do produto final.

Se além de efectuar a sondagem, o aparelho permitir abrir os furos de triangulação em menos tempo terá clara vantagem económica no sector, pois reduzirá custos nomeadamente de mão-de-obra. Actualmente os aparelhos para este efeito são colocados no local, afinados e nivelados com recurso a uma máquina de transporte auxiliar de modo a acertar a broca no local exacto onde se quer furar. Este facto implica muitas das vezes mais do que um operador para “assentar” a máquina no local correcto. Ou seja, esta operação torna-se morosa e por conseguinte dispendiosa.

Querendo abranger estes dois campos fundamentais para o bom e correcto funcionamento de uma pedreira, a **FRAVIZEL** dispõe-se a realizar o projecto de uma máquina perfuradora (Fundo Furo) que ajude os produtores na sua actividade laboral, querendo fornecer um produto com tecnologia apropriada e que realize o trabalho de acordo com as necessidades dos seus clientes.

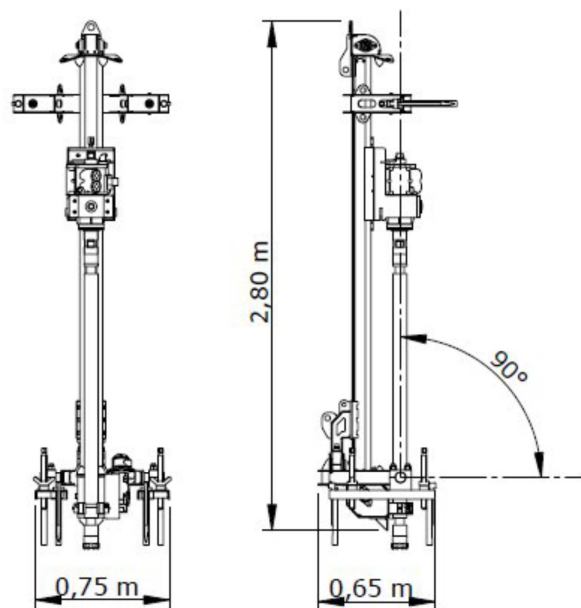
3. Alternativas no mercado e no trabalho

Existem no mercado várias soluções para efectuar os furos de triangulação na rocha. Actualmente as perfuradoras caracterizam-se por serem equipamentos portáteis, de dimensões compactas e com uma mobilidade muito reduzida (Figura 5, Figura 6 e Figura 7). Este tipo de equipamento apresenta uma afinação muito complexa pois na generalidade dos casos necessita de uma outra máquina (carregadora ou grua) para colocar a perfuradora no local exacto. A calibração e nivelamento da perfuradora, ou seja, o processo de acertar a broca no sítio correcto a furar, também é um processo muito moroso devido a ser manual e pouco rigoroso.

Algumas soluções com maior mobilidade começam a aparecer no mercado, como é o caso das perfuradoras com rodas (Figura 8 e Figura 9) ou lagartas (Figura 10). Este tipo de mecanismo apresenta uma alternativa bastante viável para a movimentação e afinação da máquina. Alguns modelos apresentam inclusive sistemas de nivelamento hidráulicos de modo a facilitar e tornar mais rápida a afinação da perfuradora. É neste campo que a *FRAVIZEL* quer entrar e ganhar mercado, apresentando uma solução com características de mobilidade semelhantes tendo em conta as necessidades dos seus clientes, tentando assim executar uma união entre a portabilidade dos sistemas convencionais e a praticidade dos sistemas auto motrizes.



Figura 5 - Perfuradora *Perfora Speedrill* [4]



- | | | | |
|------------------------------|---------|-----------------|---------|
| □ Weight without DTH hammer: | 300 Kg. | □ Total length: | 085 m. |
| □ Rod 3" Weight | 11 Kg | □ Total width: | 0,75 m. |
| □ DTH Weight | 30 Kg | □ Height: | 2,95 m. |
| □ Bit 3" Weight | 5 Kg | | |

Figura 6 - Características da *Perfora Speedrill* [4]



Figura 7 - Perfuradora *Poeiras PHP90* [5]



Figura 8 - Perfurador de rodas *Marini Explorer* [6]

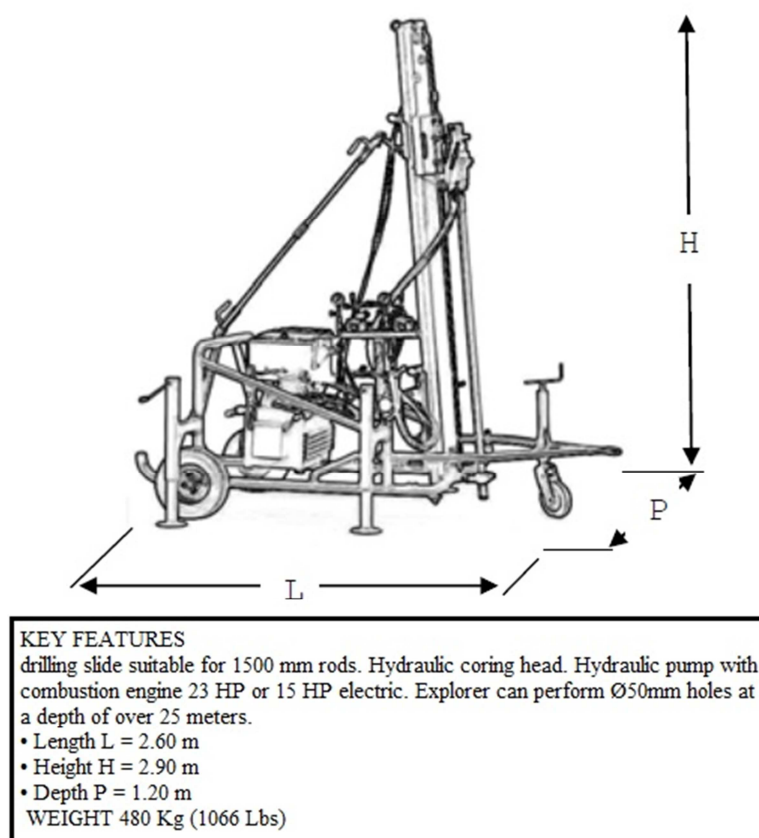


Figura 9 - Especificações de *Marini Explorer* [6]



ALTURA DE LA TORRE	PRESION DE TRABAJO OPTIMA	POTENCIA MOTOR ROTACIÓN	CONSUMO DE AIRE	COMBUSTIBLE	VELOCIDAD KM / HORA	GRUPO ELECTRO-GENO	PESO DE LA MAQUINA	APOYOS	MARTILLO UTILIZADO
2 Mts.	7 Kg/cm	5 C.V.	10.300 l/m	DIESEL	4,2	SI	875 Kgs.	4	De 3" a 6"

Figura 10 - Perfuradora Segeda Mini Oruga EPO13A [7]

4. Definição das funções da máquina

4.1. Funções a cumprir pela perfuradora e caracterização das gamas de funcionamento

A perfuradora deverá ter a capacidade de efectuar furos preferencialmente na vertical e horizontal, mas deve também ter a possibilidade para furar em ângulos diversos. Deverá ser uma máquina ligeira (peso bruto abaixo dos $1500\pm 250\text{Kg}$), com possibilidade de se movimentar de forma auto motriz de maneira a possibilitar uma afinação rápida e com apenas um operador.

Na Figura 11 pode observar-se um esquema representativo do movimento que o chassis vertical (a partir de agora denominado como torre) deverá ter.

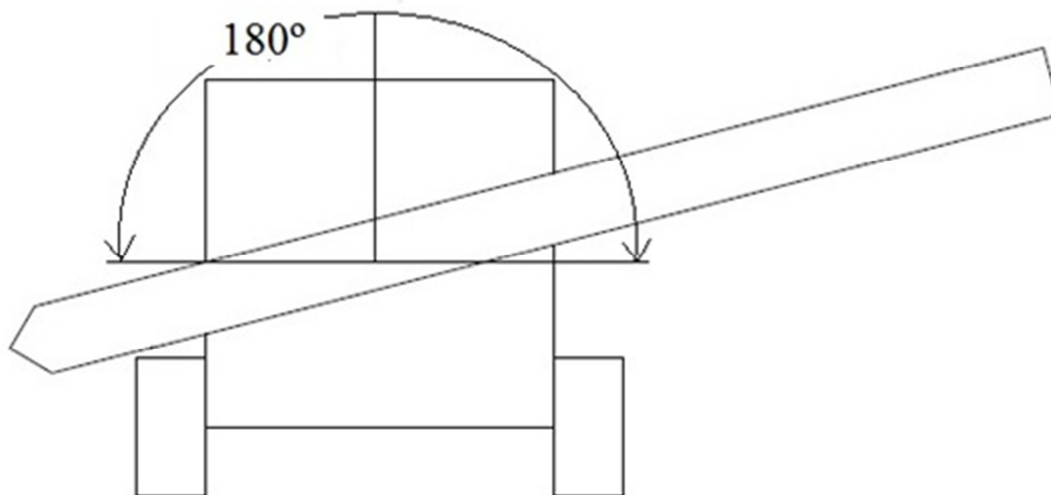


Figura 11- Rotação da Torre

Além deste tipo de movimento deverá ter boa mobilidade e permitir um bom ajuste ao local onde se quer executar o furo.

Deverá ter estabilidade suficiente para executar furos com até 20 metros de profundidade nos tipos de rocha mais variados, nomeadamente os mencionados no capítulo 2. Isto é, deverá conseguir furar à profundidade indicada sem ser arrastada para o lado ou para cima pela força de reacção da rocha na broca. Terá de apresentar um carro vertical que execute um curso tal que permita a utilização de extensões de broca de 2 metros e que apresente a capacidade de acrescentar mais extensões de broca à medida que o furo ganha profundidade. Os furos serão realizados através de um martelo pneumático ou hidráulico e deverá apresentar rotação e avanço tal como o movimento de uma broca.

Terá de carregar consigo todas as extensões de broca necessárias ao trabalho e o martelo com bit de 55mm ou 90mm (segundo a especificação e opção do cliente). Tendo em conta que um bit (ver cap. 4.2.) é uma ponteira de desgaste que é acoplada ao martelo (ver cap. 4.2.). Esta ponteira é substituída quando apresenta desgaste muito acentuado ou as “pérolas” partidas ou inexistentes. Neste caso o martelo será pneumático devido a ser mais económico que uma unidade hidráulica e aproveitando ainda as boas redes de fornecimento de ar que usualmente as pedreiras apresentam. Esta solução tem ainda a vantagem de com, a pressão de ar gerada, extrair as poeiras e detritos de dentro do furo aliviando assim os esforços produzidos durante o acto de furação.

Definiu-se que a torre ou mastro deveria ser acoplada num sistema de lança hidráulica tipo escavadora pois esta solução permite movimentos mais amplos e precisos além de apresentar uma manobrabilidade acrescida.

Com esta solução verificou-se que a mesma lança deveria rodar 90° para cada lado a partir do ponto 0° que corresponde ao centro da máquina. Esta configuração pode ser observada na Figura 12. Tem-se assim também a possibilidade de elevar a torre até uma certa altura, facto que pode ser vantajoso do ponto de vista do operador. Isto é, pode ser necessário efectuar furos a cerca de 1m de altura visto ser esta a distância média que a base de terra que ampara a queda da talhada tem na

generalidade. Pode ser necessário furar acima dessa base para passar o fio de corte caso se queira dividir os blocos através do método de serragem.

Sem haver uma limitação especificada para os ângulos máximos da torre e da lança, definiram-se ângulos tendo em conta os limites físicos e espaciais do conjunto. Isto é, ao executar o movimento pretendido, os cilindros hidráulicos não podem tocar noutras peças sob pena de se danificarem. Na Figura 13 pode observar-se os ângulos estipulados, onde o ângulo inferior será o ângulo da lança e o superior será o ângulo da torre.

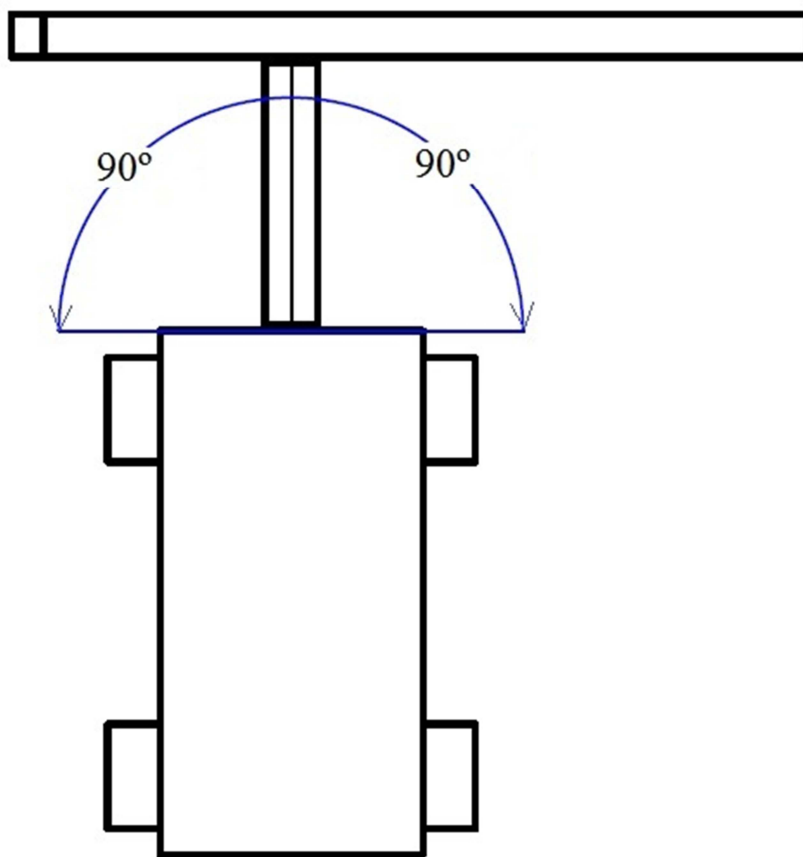


Figura 12 - Rotação da Lança

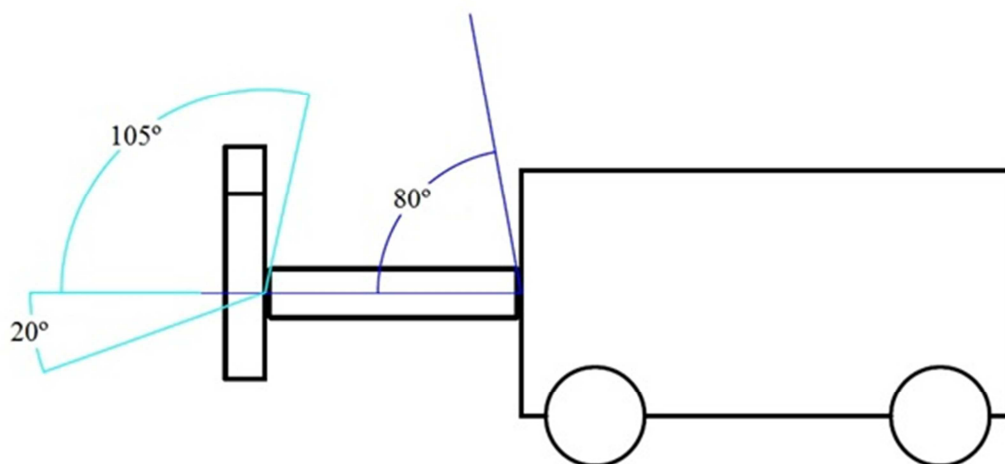


Figura 13 - Ângulos máximos da torre e da lança

4.2. Propostas de solução para as funções

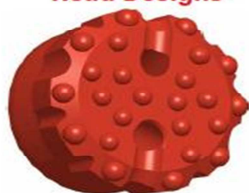
Como principal função tem-se a perfuração que é efectuada através de um martelo pneumático ou hidráulico (Figura 14), com acoplamento para bit de 55mm ou de 90mm (Figura 15) por especificação do cliente. Neste campo e sendo um produto adquirido exteriormente à *FRAVIZEL*, existem inúmeras opções de várias marcas. Assim sendo, seleccionar-se-á o martelo pelas suas características, tais como velocidade de perfuração e capacidade de acoplamento para *bit's* de 55mm e/ou 90mm e relação qualidade/preço.



Figura 14 - Exemplo de martelo pneumático [8]

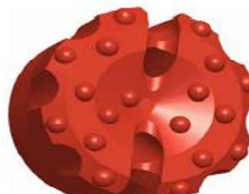
DRILL BIT OVERVIEW

Head Designs



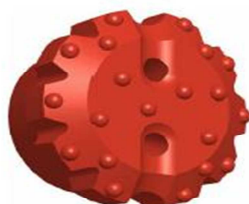
Flat Face

Alternative design for all rock conditions especially fractured and fissured rocks and changing formations.



Concave

Alternative design for all rock conditions particularly deep hole drilling can improve hole alignment as a result of inverted pilot.



Convex

Strong design for all conditions especially hard abrasive rock. Good balance of fast drilling and long service life.

Inserts Types



Ballistic Inserts

Suitable for soft and medium compact low abrasive rocks producing large cuttings. Not suitable for badly fractured rocks.



Domed Inserts

Strong rugged shape for high performance and good service life in all conditions particularly suitable for very hard abrasive rocks and deep hole drilling.



Semi-Ballistic Inserts

Suitable for all soft and medium rock conditions including fractured and fissured rocks.

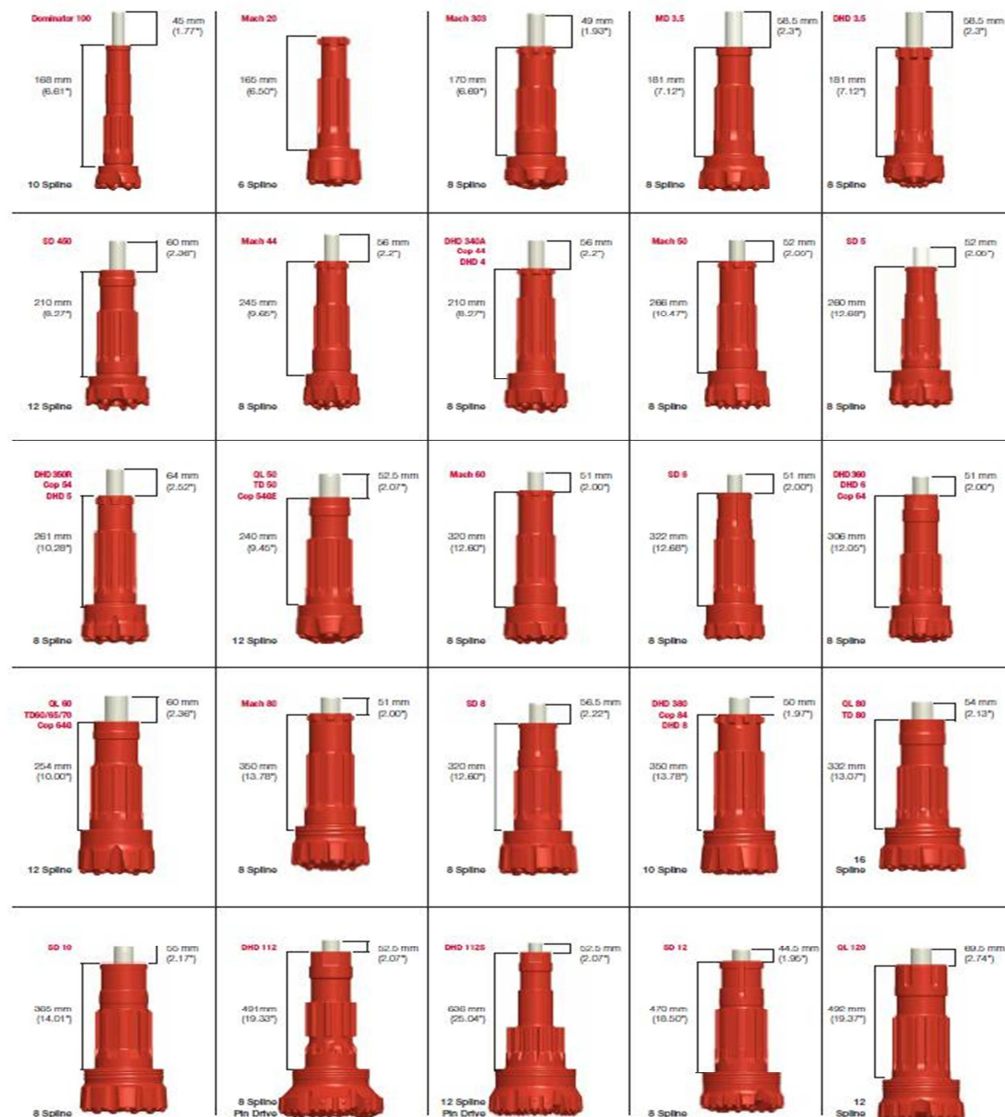


Figura 15 - Exemplo de Bit's para acoplar no martelo [9]

Um outro ponto fulcral será o da fonte de energia a utilizar. Como a máquina terá movimentos de elevação e rotação, uma das soluções possíveis e mais directas será o uso de componentes hidráulicos. Sendo sistemas fiáveis e relativamente fáceis de construir, pode admitir-se que será uma das melhores soluções. Existe também a possibilidade de se usarem componentes pneumáticos, mas para isso seria preciso que todas as pedreiras tivessem uma boa mobilidade e distribuição de ar comprimido que não apresentasse grandes variações de pressão na linha. De uma forma ou de outra, será sempre necessário uma fonte de energia para um motor-bomba para bombear fluido hidráulico ou para comprimir o ar. Neste caso tem-se várias opções sendo uma a utilização de energia fóssil através de motores *diesel* ou energia eléctrica, acoplando um motor eléctrico à central hidráulica ou pneumática (Tabela 1).

Tabela 1 - Vantagens e desvantagens de algumas fontes de energia

Fonte de energia	Vantagens	Desvantagens
Fóssil (motores <i>Diesel</i>)	Mobilidade alta; Motores fiáveis; Portabilidade.	Motores dispendiosos; Manutenção elevada; Autonomia limitada; Motores pesados e volumosos; Custo do combustível; Muito poluente.
Eléctrica (motores eléctricos)	Motores económicos e fiáveis; Baixo custo; Não poluente em ambiente de pedreira; Motores leves e compactos; Baixa manutenção.	Mobilidade limitada; Portabilidade.

Para a locomoção do conjunto existem também inúmeras soluções possíveis (Tabela 2), tais como, o uso de rodas, de lagartas ou uma combinação dos dois. Pode também equacionar-se outros tipos de sistemas mais ou menos complexos que atribuam autonomia na movimentação da máquina.

Tabela 2 - Vantagens e desvantagens de sistemas de locomoção

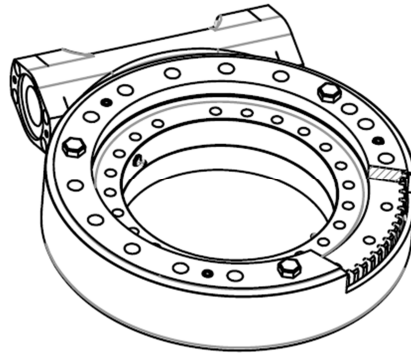
Locomoção	Vantagens	Desvantagens
Rodas	Peso reduzido; Baixo custo; Facilidade de adaptação às estruturas e chassis.	Manutenção elevada; Mobilidade limitada; Desgaste.
Lagartas	Mobilidade alta; Baixa manutenção; Facilidade de adaptação às estruturas e chassis.	Custo elevado; Peso elevado.

Para a movimentação do carro vertical existe a hipótese de utilizar uma corrente de elos ou um conjunto pinhão/cremalheira (Tabela 3).

Tabela 3 - Vantagens e desvantagens de alguns sistemas de movimentação

Sistema de movimentação	Vantagens	Desvantagens
Pinhão/Cremalheira	Rigidez do conjunto; Manutenção reduzida.	Construção de precisão dispendiosa; Acumulação de pó entre os dentes da cremalheira proporciona maior desgaste.
Corrente de transmissão	Afinação e alinhamentos fáceis; Desgaste baixo em ambiente sujo; Manutenção fácil.	Corrente alarga e necessita de afinação; Peso elevado; Elevada manutenção.

A rotação da lança e da torre pode ser alcançada por um sistema de cilindros hidráulicos em que se tem um ou dois cilindros acoplados ao apoio da lança e que se movem em simultâneo e em contra movimento. Ou seja, enquanto um cilindro se move positivamente o outro move-se negativamente. Uma outra hipótese será a adopção dum sistema de *slewdrive* ao estilo das escavadoras hidráulicas (Figura 16). Uma *slewdrive* é um moto-redutor com configuração de roda de coroa e parafuso sem-fim.

Figura 16 – *Slewdrive* [10]

No que diz respeito ao movimento de rotação da broca, existem várias opções. Será um movimento efectuado com auxílio de uma unidade motriz. A peça que proporciona a rotação da broca e a passagem do ar ou óleo para o martelo tem o nome de “cubo”. Exemplo de um cubo pode ser observado na Figura 17.

De notar que o acoplamento indicado no desenho como número 9 corresponde à entrada de ar ou fluido hidráulico para o martelo. Na Figura 17, o número 13 corresponde ao acoplamento das brocas. É necessário garantir um fluxo suficiente para que o martelo funcione em pleno. O dispositivo terá de ser construído ou adquirido tendo em conta essa especificação. Terá também de suportar as cargas concentradas e vibrações aquando do seu funcionamento.

A estrutura, o chassis, a lança e toda a configuração da perfuradora além de funcional terá de se apresentar esteticamente agradável. Estes factores levam a que existam várias configurações possíveis para a construção da máquina.

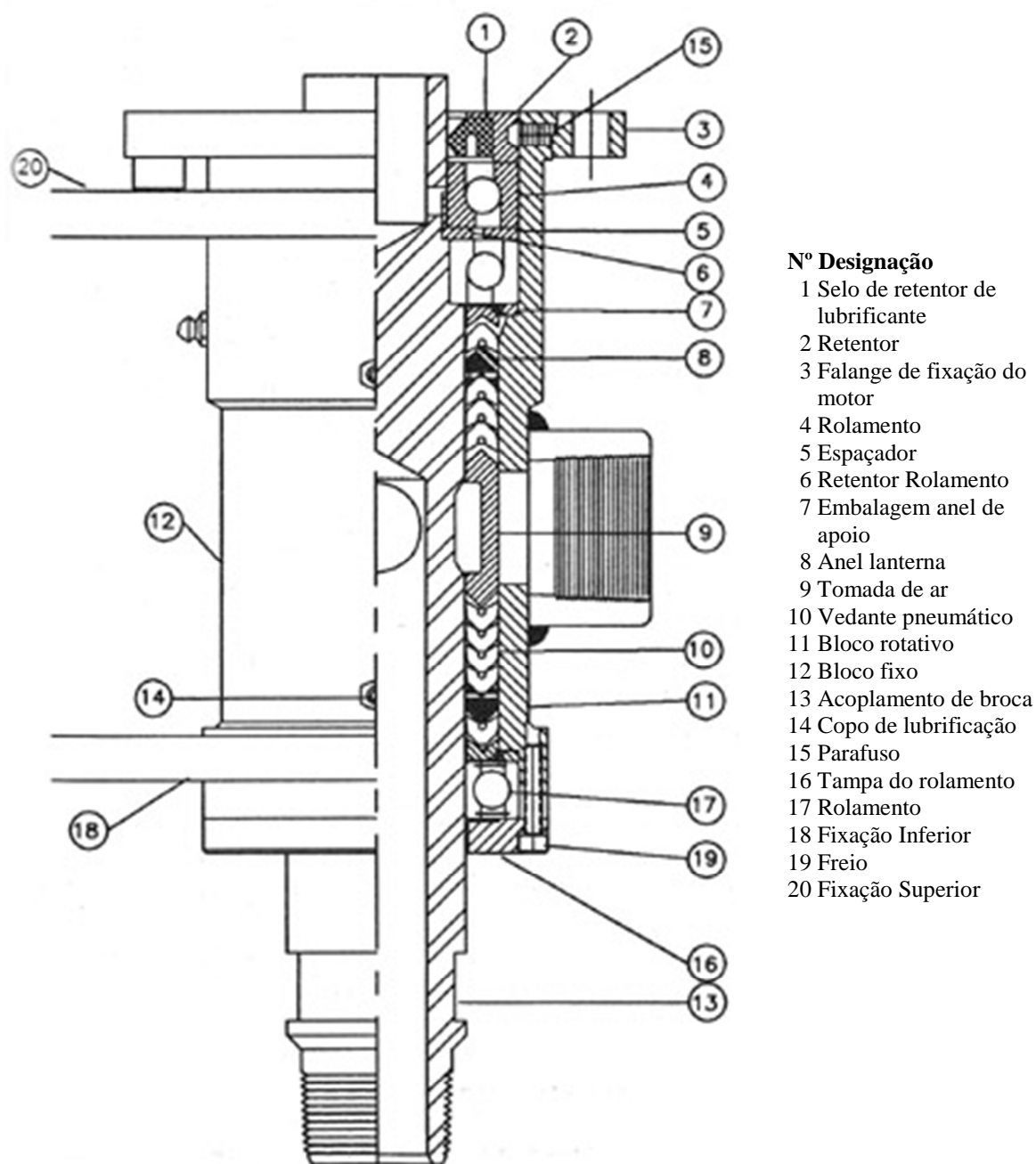


Figura 17 - Exemplo de cubo de rotação [11]

4.3. Solução adoptada

Tendo em conta que as pedreiras onde a máquina irá laborar têm em geral uma boa rede de distribuição de energia eléctrica, optou-se por utilizar essa fonte de energia para alimentar a perfuradora. Utilizar-se-á um motor eléctrico acoplado a bombas hidráulicas de modo a formar uma central hidráulica que proporciona a energia motriz para mover toda a máquina.

Optou-se também por utilizar martelos pneumáticos ao invés de martelos hidráulicos, devido a serem mais económicos, a terem uma igualmente boa capacidade de perfuração e terem a vantagem de expelir os detritos do furo através do ar comprimido à medida que avança na furação. Esta opção deve-

se também ao importante facto das pedreiras dos clientes apresentarem uma boa rede de distribuição de ar comprimido.

Adoptando uma unidade electro-hidráulica, optou-se por utilizar lagartas para a locomoção do fundo furo que se apresentam com motores hidráulicos como fonte motriz. As lagartas proporcionam movimento suave e uma capacidade de tracção superior, além de estabilizarem a máquina e serem de fácil adaptação construtiva. Os movimentos de subida e descida do carro vertical e de rotação da broca serão efectuados através de motores hidráulicos.

Para a rotação da lança e da torre optou-se pela utilização de *slewdrives* (Figura 16). Esta solução é de simples implementação, bastante funcional e suave no seu funcionamento. Contando poucas peças móveis e com adequada manutenção, torna-se uma solução fiável a longo prazo. As *slewdrives* são movidas também por motores hidráulicos.

O movimento do carro vertical fica a cargo de um moto-redutor movido por um motor hidráulico acoplado a uma corrente de transmissão. Esta solução justifica-se pela facilidade construtiva e em comparação com o sistema de pinhão/cremalheira tem também a vantagem de não sofrer tanto desgaste em ambientes com muito pó.

Para a escolha do material a utilizar na construção da perfuradora teve-se em conta factores como o custo de aquisição do material, a facilidade com que se consegue trabalhar esse material. Assumiu-se ainda que esta máquina terá uma utilização pouco cuidada, sujeita a esforços variados e eventuais choques. Escolheu-se o aço S355J2G3 [12] como material base pois além de apresentar uma tenacidade elevada é um aço corrente na construção metalomecânica, o que implica que o seu custo de aquisição é reduzido (cerca de 0,70€ por kg). Apresenta também uma boa maquinabilidade e soldabilidade, pelo que se torna num material muito versátil para o qual a empresa tem todas as capacidades de moldar (Tabela 4).

Tabela 4 - Resumo dos equipamentos de produção existentes na fábrica [13]

Processo	Equipamento disponível
Corte	Oxicorte; Plasma; Guilhotina de 4m, corte até 12mm; Serrote
Quinagem e dobragem	Quinadora 295ton até 4m; Calandra; Prensa 1000ton
Furação	Engenho de furar radial; Saca bocados
Maquinação	Tornos mecânicos convencionais e torno cnc; Fresadoras convencionais; Mandriladora de comando numérico; Escateladora; Rectificador electrónico; Roscadora hidráulica
Soldadura	MIG/MAG, TIG
Serralharia	Ferramenta vária; Operários qualificados
Electricidade	Ferramenta vária; Operários qualificados; Capacidade de efectuar automação de equipamentos
Pintura	Unidade de decapagem; Estufa de pintura
Montagem final	Ferramenta vária
Transporte e movimentação	Pontes e semi-pórticos rolantes de 6,3 a 10ton; Empilhadores vários

Na Figura 18 pode observar-se um esboço que mostra a estrutura e que constitui a proposta concebida para o desenvolvimento do projecto. Esta estrutura sendo funcional, poderá no entanto não ser a estrutura óptima ou ideal. Assim, todas as decisões tomadas podem ser discutidas e melhoradas no futuro por forma a atingir uma estrutura com uma configuração idealmente funcional e atractiva esteticamente. O ser humano procura a harmonia na sua envolvente, como tal demonstra senso estético [14 a 17]. Assim é necessário ter em conta o *design* de uma máquina sem nunca colocar em causa a funcionalidade desta, ou seja, tem de se pensar sempre nos dois factores por forma a manter a função principal da máquina mas atribuindo-lhe uma mais-valia em termos estéticos, criando uma máquina funcional e atractiva. Um dos critérios que se poderá aplicar na demanda por equipamentos bonitos será a fluidez e suavidade do conjunto, isto é, uma máquina de aspecto fluido e de perfil orgânico com linhas curvas e arredondadas em que tudo se conjuga perfeitamente com o ambiente em seu redor será mais bem aceite que uma máquina com linhas rectas e agressivas, parecendo um paralelepípedo e muito pouco orgânico. A estética torna-se muitas vezes em um factor de importância fundamental para uma decisão de compra.

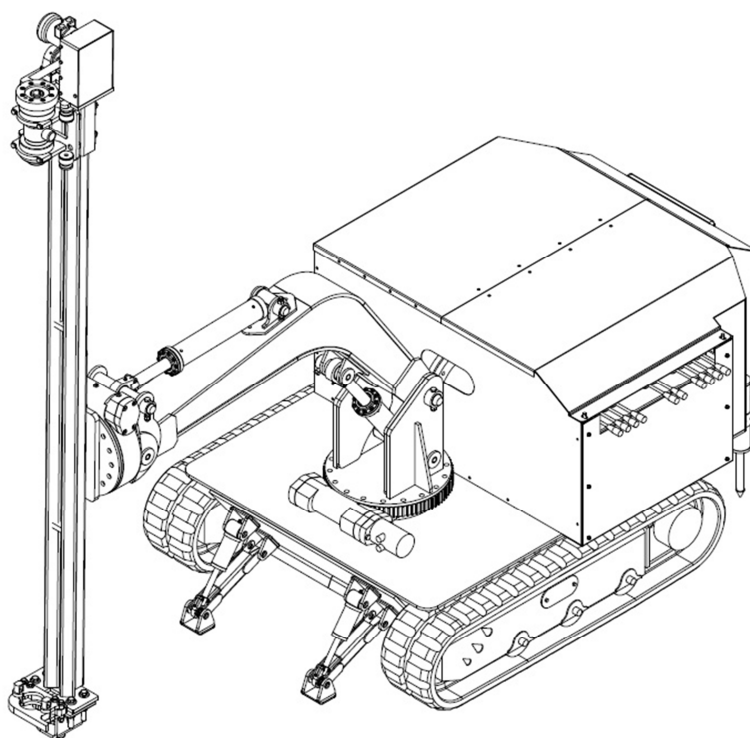
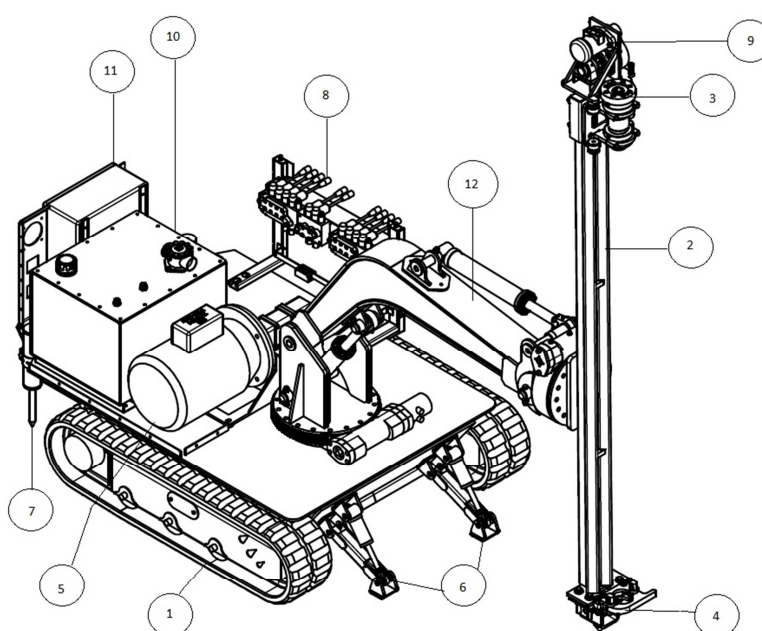


Figura 18 - Fundo Furo (modelo inicialmente proposto)

Sem as coberturas a perfuradora tinha a configuração apresentada na Figura 19.



1-Lagartas/grupo locomotor; 2-Torre; 3-Unidade de rotação/cubo; 4-Guia de broca; 5-Motor eléctrico;
6-Estabilizadores dianteiros; 7-Estabilizador traseiro; 8-Distribuidores hidráulicos; 9-Redutor; 10-
Depósito de óleo; 11-Quadro eléctrico; 12-Lança

Figura 19 - Fundo Furo sem coberturas

A solução apresentada conforme as Figura 18 e Figura 19 corresponde à primeira estrutura elaborada. Após reflexão e deliberação sobre a estética da máquina, esta estrutura inicial foi alterada

por forma a ser ainda mais funcional e esteticamente agradável. Pensando em formas mais desportivas e linhas mais orgânicas, a perfuradora foi ganhando forma até atingir o visual e a disposição de componentes observados nas Figura 20 e Figura 21. Esta disposição foi tomada como aceite e o projecto desenrolou-se em função disso.

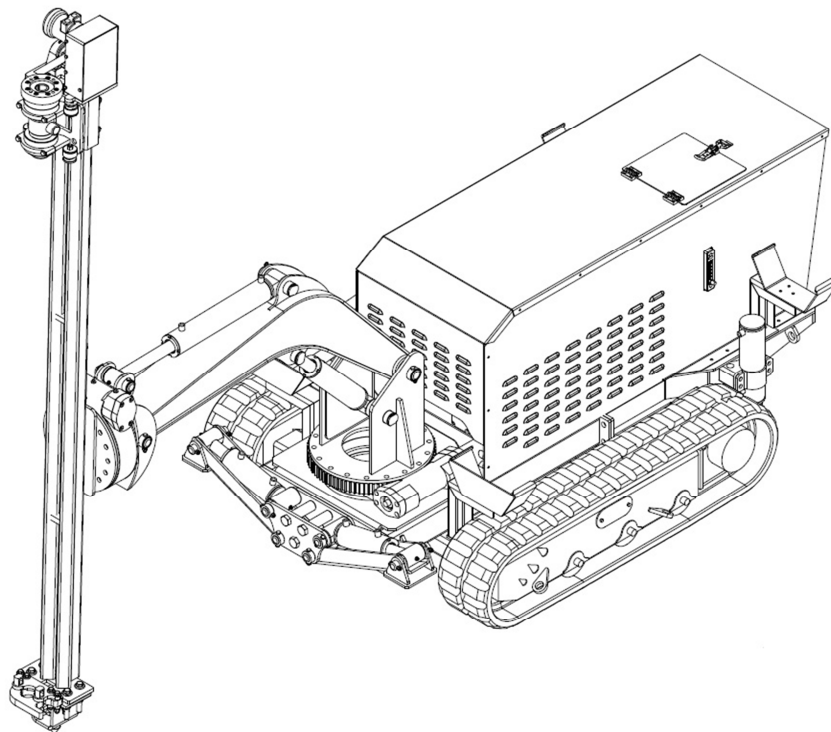
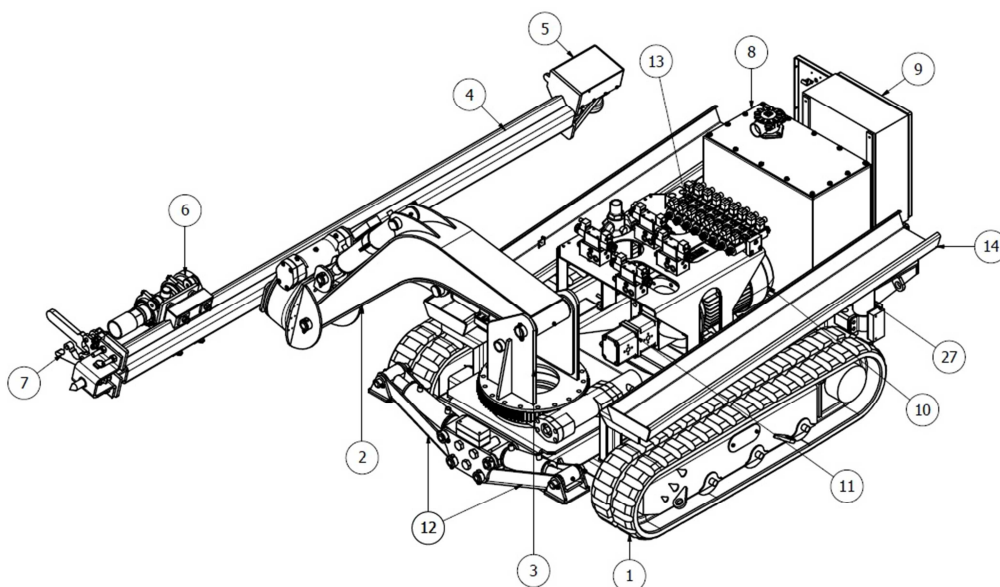


Figura 20 - Fundo furo actual com capotas



1-Lagartas/grupo locomotor; 2-Lança; 3-Suporte da lança; 4-Torre; 5-Redutor; 6-Unidade de rotação/cubo; 7-Guia de broca; 8-Depósito de óleo; 9-Quadro eléctrico; 10-Motor eléctrico; 11-Grupo de bombas hidráulicas; 12-Estabilizadores dianteiros; 13-electroválvulas; 14-Cesto de brocas; 27-Estabilizador traseiro

Figura 21 - Fundo furo actual sem capotas

Por opção da *FRAVIZEL* optou-se por construir uma unidade de rotação de broca (cubo) ao invés de ser adquirida no mercado pois a empresa já contém na sua gama os equipamentos essenciais para a extração de rocha natural, ou seja, tem historial de construção de fios de serrar e de perfuradoras pneumáticas apresentando em toda a sua gama, partes únicas que melhoram a eficácia das máquinas. Optou-se então por construir uma unidade de rotação com a marca *FRAVIZEL* por forma a criar valor acrescentado na perfuradora e entrando assim na tradição de criar pelos seus meios, partes essenciais das máquinas.

A Figura 22 mostra a unidade de rotação *FRAVIZEL* em que se pode observar os números 1 e 13 que representam a tomada de ar comprimido e o acoplamento de broca respectivamente. Por sua vez na Figura 23 encontra-se a vista explodida da unidade. Ainda na Figura 24 observa-se um corte do cubo que demonstra as suas partes essenciais.

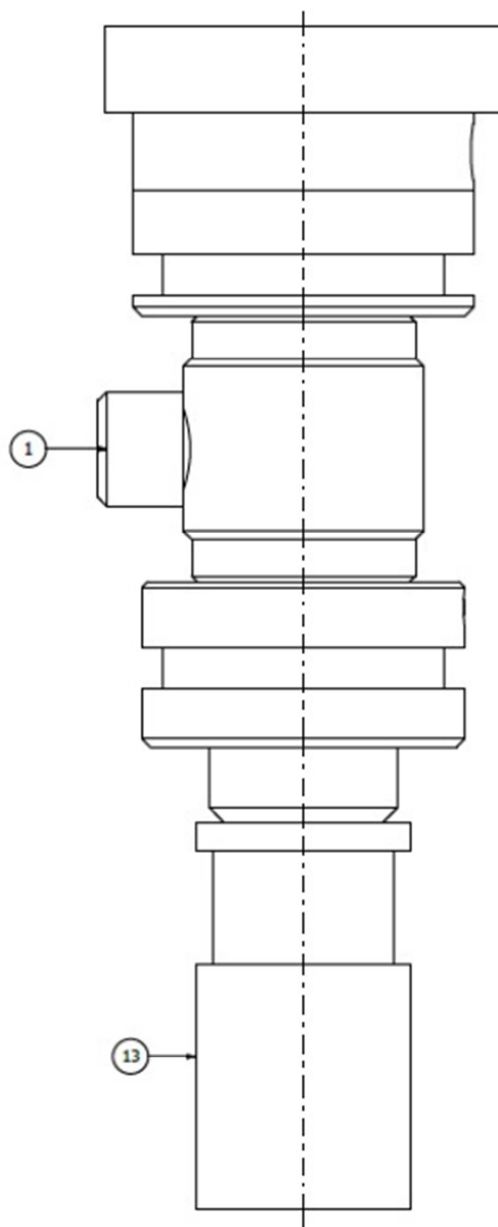
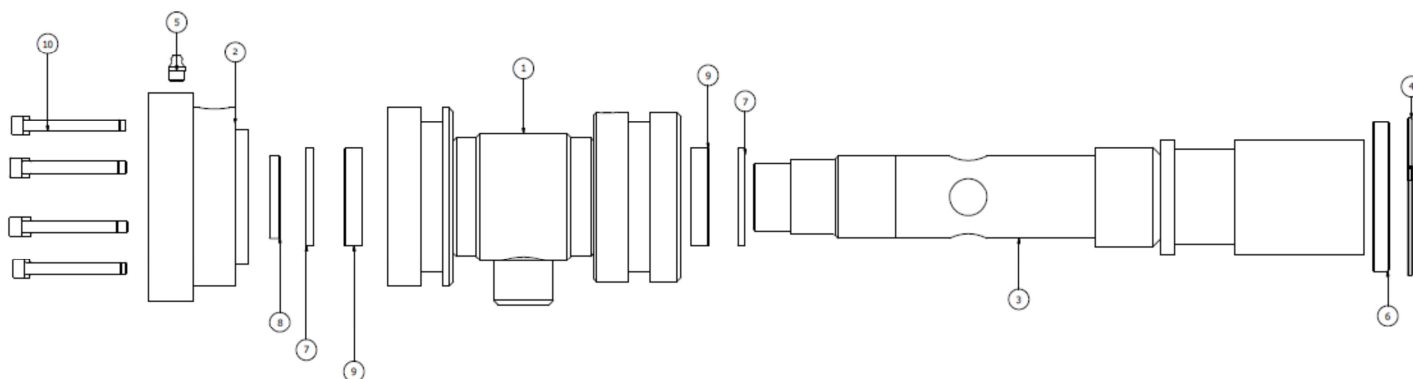
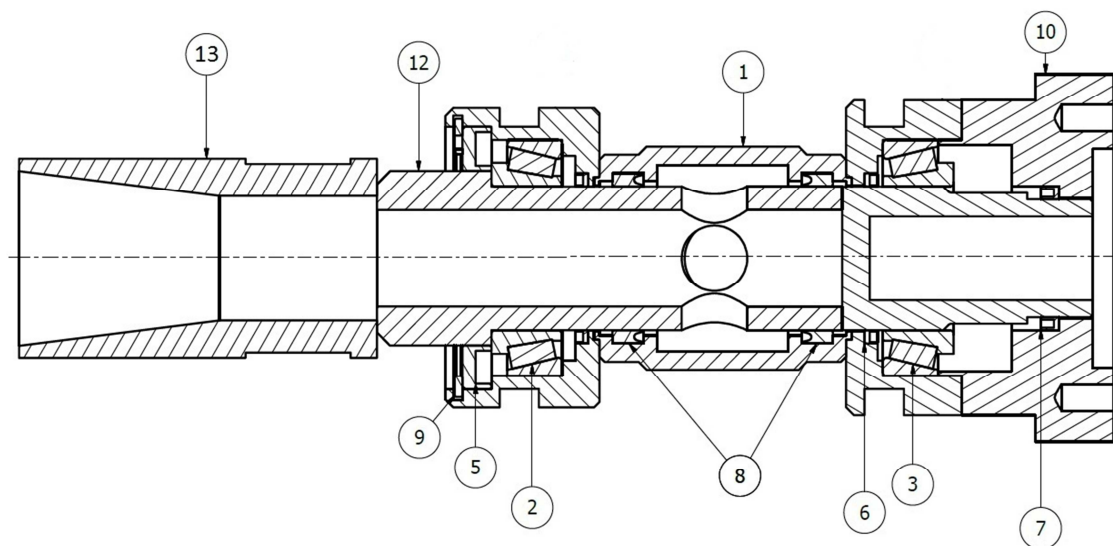


Figura 22 – Vista da unidade de rotação *FRAVIZEL* montada



1-Bloco exterior, 2-Tampa, 3-Veio interior, 4-Freio, 5-Bico de lubrificação, 6-Retentor, 7-Retentor, 8-Retentor, 9-Vedante pneumático, 10-Parafuso

Figura 23 - Vista explodida da unidade de rotação da broca



1-Bloco Exterior; 2 e 3-Rolamento; 5,6 e 7-Retentor; 8-Vedante; 9-Freio; 10-Tampa; 12-Veio interior; 13-Acoplamento de broca

Figura 24 - Vista em corte do cubo

4.4. Integração de funções

A máquina será equipada com um comando eléctrico à distância ligado por cabo. Este comando é da responsabilidade da equipa de engenharia electrotécnica que se encarregará do projecto de toda a parte eléctrica da máquina e sua instalação, pelo que a concepção do comando sai fora do âmbito desta dissertação e por conseguinte não será aqui contemplado.

Todas as funções da máquina precisam ser controladas. O motor eléctrico terá um botão *on/off* que proporciona o ligar e desligar da central hidráulica. Para controlar todos os movimentos efectuados por cilindros ou motores hidráulicos serão utilizados distribuidores. Esses distribuidores serão 5. Serão 4 distribuidores de uma válvula, um para cada rasto, pois os rastos necessitam, por especificação [18], de ter válvulas e bombas independentes e um para o motor de rotação e um último para o movimento do carro vertical, pois sendo independentes o controlo de caudais será mais eficaz. Será necessário ter mais um distribuidor com 8 válvulas, para efectuar os restantes movimentos, entre rotações e elevações de lança e torre e actuação de estabilizadores.

Através de pilotagens eléctricas, a máquina possuirá um comando remoto com conexão por cabo (com possibilidade de no futuro utilizar sistemas *wireless*) onde constarão todos os comandos expostos acima. Esse comando permitirá ao operador, uma movimentação mais precisa da máquina pois é possível observar exactamente onde está a broca e o que se está a fazer. Além desse facto, o comando é vantajoso em termos de segurança do operador, visto que este controlará a perfuradora a partir duma maior distância das partes móveis aumentando assim a área de segurança da máquina em relação ao operador.

A passagem de ar para o martelo é efectuada através da ligação da tomada de pressão à unidade de rotação da perfuradora.

O projecto mecânico centra-se na elaboração de uma solução estrutural que permita o suporte físico da integração das funções a desempenhar pela máquina.

5. Cálculos preliminares

5.1. Introdução

Neste capítulo apresentam-se os cálculos relativos ao dimensionamento das várias partes da máquina. Apresentam-se os cálculos relativos à função da máquina (cap. 5.2.), relativos à estrutura (caps. 5.3. e 5.4.) e relativos aos equipamentos de geração de movimentos e transmissão de potência (5.5.).

5.2. Cálculos relativos à função da perfuradora

5.2.1. Estimativa da força de extracção

Finda a abertura do furo é necessário extrair as brocas, para tal o carro vertical e o cubo terão de ser dimensionados por forma a suportarem a força de extracção indicada de seguida. Tendo em conta que a perfuradora irá laborar maioritariamente em calcários, mármore e granitos até 20m de profundidade sabe-se que a massa específica destas rochas varia no intervalo dos valores verificados na Tabela 5.

Tabela 5 - Massas específicas para calcários, granitos e mármore [19 e 20]

Tipo de rocha	Massa específica (kg/m³)
Calcário	600 a 1500
Granito	1500 a 2700
Mármore	1100 a 1800

Considerando o pior caso que a perfuradora poderá encontrar de entre as 3 rochas em que irá trabalhar, neste caso considerar-se-á a massa específica de 2700kg/m³ para efeitos de cálculo e dimensionamento. Tendo isto em conta vem, para $\rho=2700\text{kg/m}^3$, $\varnothing=0,090\text{m}$ e $h=20\text{m}$, $V \cong 0,127\text{m}^3$ de (1) e de (2) tem-se $m \cong 343,5\text{kg}$ de rocha extraída do furo.

$$V = \frac{\pi \varnothing^2}{4} \cdot h \text{ [m}^3\text{]} \quad (1)$$

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ [}\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\text{]} \quad (2)$$

Para 20m de profundidade são necessárias 10 varas de 2 metros cada. Cada uma dessas varas pesa aproximadamente 25kg o que perfaz um total de 250kg. Além das varas, existe o martelo no final das extensões que acresce mais 30kg ao total.

Considerando o pior dos casos em que os detritos gerados não serão expelidos e ficarão a fazer peso na broca, tem-se então um total de 623,5kg em 20m de profundidade que têm de ser extraídos findo o furo. Pelo que se pode considerar uma força de extracção máxima de 650kg, o que equivale a cerca de 6500N. Esta força de extracção será a que o cubo terá de suportar e será o que o moto-redutor terá de içar. Por uma questão de segurança e porque as cargas podem ser consideradas de tipo I, o factor de segurança considerado é $n=2$ e daqui vem que a carga máxima aplicada com que se deve trabalhar é de $6500\text{N} \cdot 2 = 13000\text{N}$.

5.2.2. Estimativa da velocidade de perfuração

A rotação da broca será indicada com base nos ábacos das marcas destas [9]. Pela Figura 25 e Figura 26 e sabendo que a pressão de trabalho do martelo será de 7 bar, pressão facilmente alcançável numa pedra e mínimo de trabalho para o martelo pneumático [9], tem-se uma velocidade máxima de perfuração de aproximadamente 20 m/h para calcários e 10 m/h para granitos.

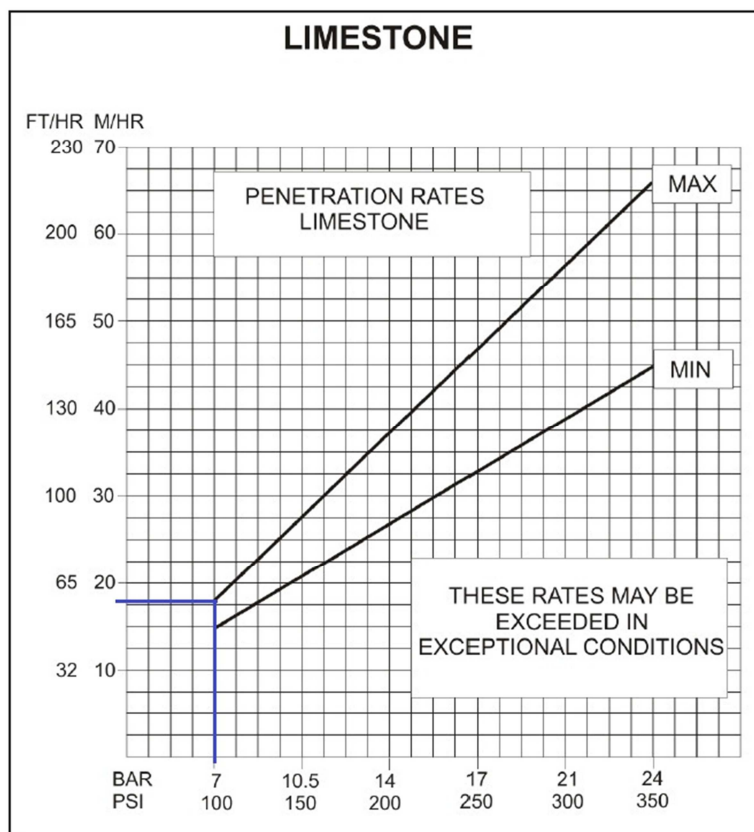


Figura 25 - Velocidade de perfuração para calcários [9]

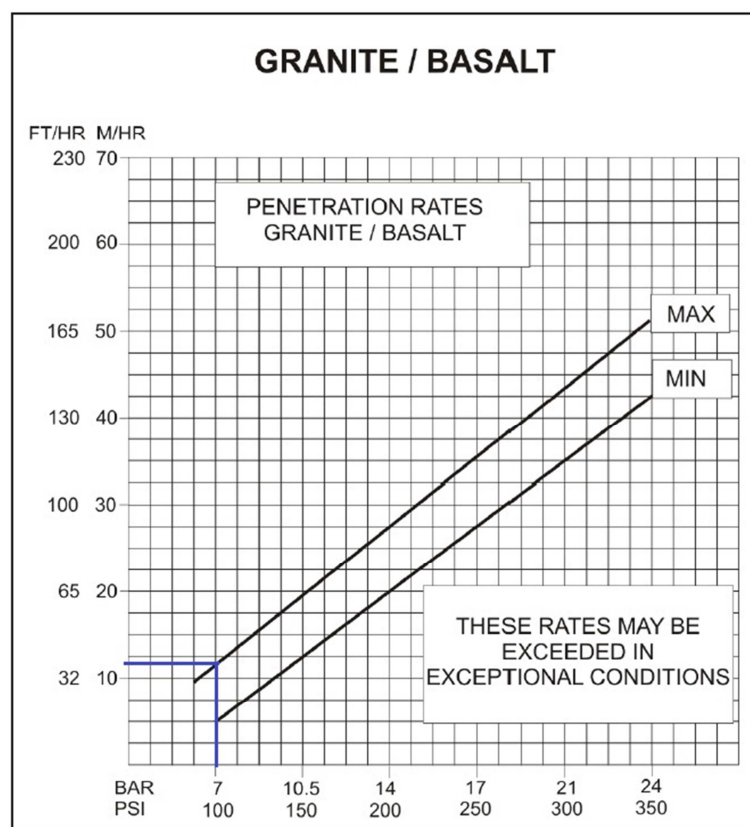


Figura 26 - Velocidade de perfuração para granitos [9]

Com base na velocidade de perfuração e no diâmetro do *bit* ($\varnothing=90\text{mm}$) tira-se pela Figura 27 que a rotação indicada para a broca será de aproximadamente 25 RPM para calcários e 15 RPM para

granitos, pelo que o motor hidráulico que proporciona a rotação da broca deverá ser dimensionado tendo em conta estes dados.

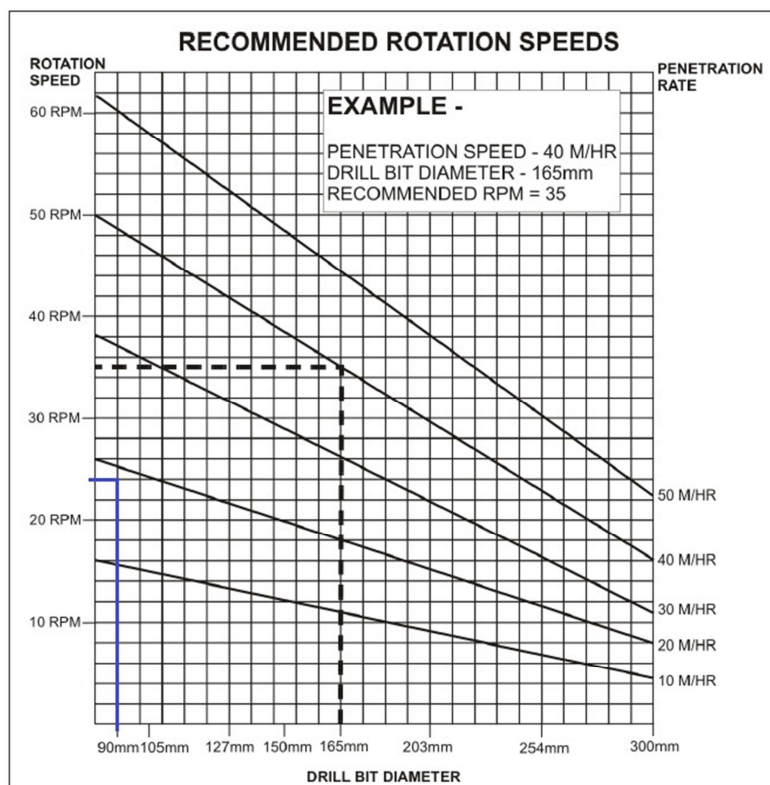


Figura 27 - Rotação indicada para a broca [9]

5.2.3. Capacidade de subida e descida de planos inclinados

A capacidade de subida da máquina é dada pela sua capacidade de tracção e força produzida. Ao analisar a perfuradora em um plano inclinado, verificou-se que esta terá 2 limites. Estes limites serão o limite de inclinação que a perfuradora consegue escalar e o limite máximo de inclinação sem capotar ou tombar.

Sabe-se pelos dados do fabricante das lagartas que a força máxima do conjunto é de cerca de 17500N [18]. Sabe-se também que a inclinação máxima admitida para o conjunto de lagartas seleccionado é de 65° considerando apenas as lagartas Figura 28, ou seja, sem considerar qualquer construção ou carga em cima destas.

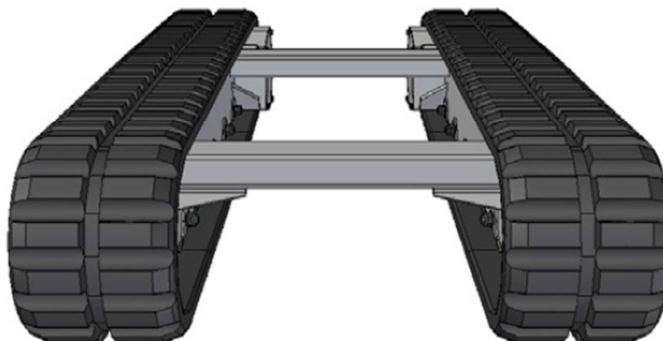


Figura 28 - Conjunto locomotor, lagartas [18]

Considerou-se uma inclinação de 30° e tomou-se como máximo pois segundo [18] a inclinação máxima admitida para o conjunto locomotor é de 30° e para além dessa especificação sabe-se da

experiência prática que uma inclinação de 30° é bastante acentuada, situação que torna rara a necessidade de escalar um plano nas condições descritas.

A Figura 29 demonstra um plano inclinado a 30°. Toma-se como peso total da máquina 1150kg. Na Figura 30 apresenta-se o diagrama de forças no plano inclinado que serviu de base para o cálculo da força de subida necessária para esta inclinação.

Para efeitos de cálculo são necessárias duas grandezas, o valor da força máxima alcançada pelo grupo locomotor e o valor da força necessária para fazer mover a massa e escalar a inclinação de 30°.

O coeficiente de atrito entre borracha e a pedra é $\eta e = 1$, a massa da máquina é $m=1150\text{kg}$ logo o seu peso vem $P=11500\text{N}$.

Sabe-se que,

$$Fa = \eta e . N \text{ [N]} \quad (3)$$

Considerando (3) e o sistema de eixos indicado na Figura 30 tem-se o sistema de equações (4) que corresponde à força necessária para mover a máquina no plano inclinado a 30°.

$$\begin{matrix} xx \\ yy \end{matrix} \begin{cases} F . \cos 30^\circ - Fa . \cos 30^\circ - N . \sin 30^\circ = 0 \\ -P + F . \sin 30^\circ + N . \cos 30^\circ - Fa . \sin 30^\circ = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F = 15709\text{N} \\ N = 9959\text{N} \end{cases} \quad (4)$$

Para se poder comparar é necessária a força máxima efectuada pelo grupo locomotor. Por [18] tem-se que o binário dos motores do par de lagartas é $M=4830\text{Nm}$ e o braço da força corresponde ao diâmetro primitivo do carreto motor (2GRM-002) que é $b=0.264\text{m}$.

$$M = b . Fm \Rightarrow Fm = \frac{M}{b} \text{ [N]} \quad (5)$$

Esta força é extraída a partir da equação (5) e obtém-se $Fm=18295\text{N}$ que corresponde à força máxima do conjunto locomotor.

Comparando este valor ao valor máximo alcançado pelas unidades motoras, pode afirmar-se que a perfuradora conseguirá escalar inclinações de 30° pois $15709\text{N} < 18295\text{N}$.

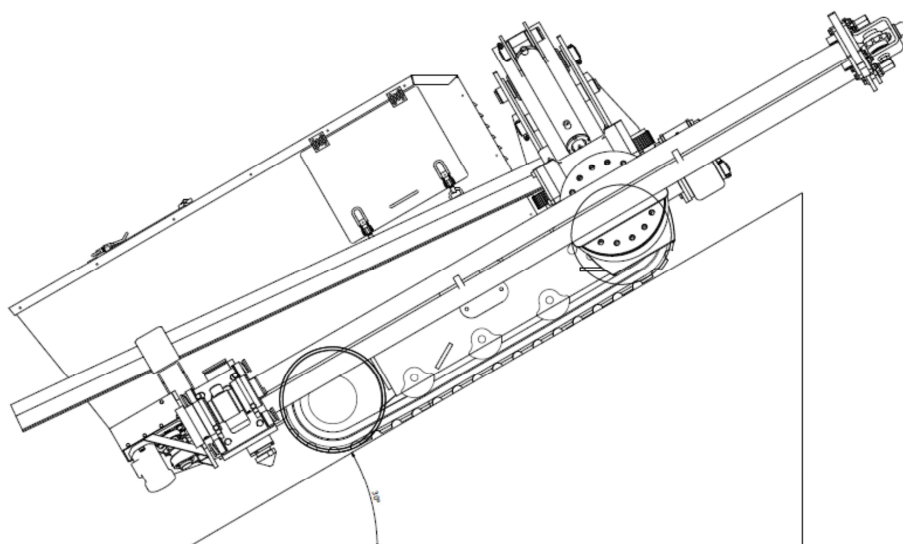


Figura 29 - Plano inclinado 30°

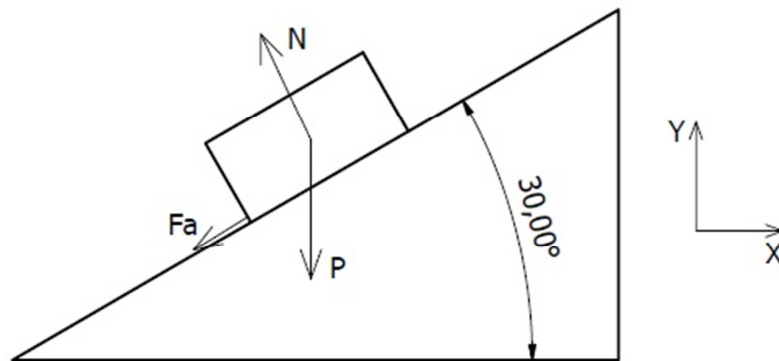


Figura 30 - Diagrama de forças plano inclinado 30°

Sabendo que 30° é uma inclinação bastante acentuada e que a perfuradora raramente terá de ultrapassar obstáculos com maior elevação, assume-se 30° como máximo. Porém esta inclinação não é máxima quando se tem em conta a capacidade de subida sem capotar.

O Inventor permite a localização do centro de gravidade (“CG”) e que é necessário nesta situação, pois os limites de capotamento da máquina são definidos pela linha branca dentro do limite dos eixos das lagartas ou rodas da máquina. Se traçando a linha pelo CG esta passar fora dos limites do entre eixos da máquina, esta capota. O ângulo é definido pelo plano horizontal e pelo plano inclinado em que a perfuradora se encontra.

Sendo assim, pela Figura 31 e pela Figura 32 a inclinação máxima a que a perfuradora se consegue manter é de 50° a subir e 50° a descer. Facto que não implica que se consiga escalar esta inclinação, pois o grupo locomotor poderá não ter força suficiente para tal.

Tendo em conta o facto de se considerar a inclinação máxima de 30°, pode afirmar-se que a perfuradora poderá escalar um plano inclinado com esse ângulo e na posição de transporte indicada sem risco de capotamento frontal ou traseiro, não sendo aconselhável escalar inclinações maiores.

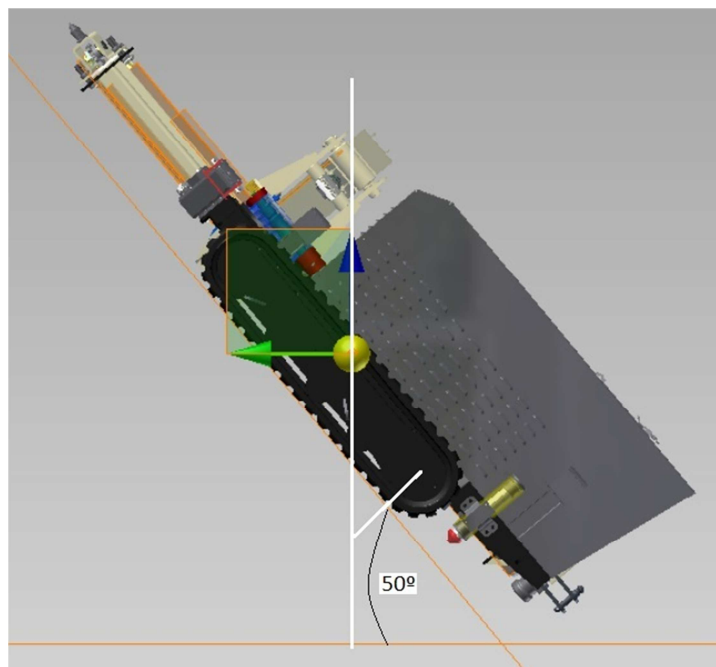


Figura 31 - Inclinação máxima em subida (50°)

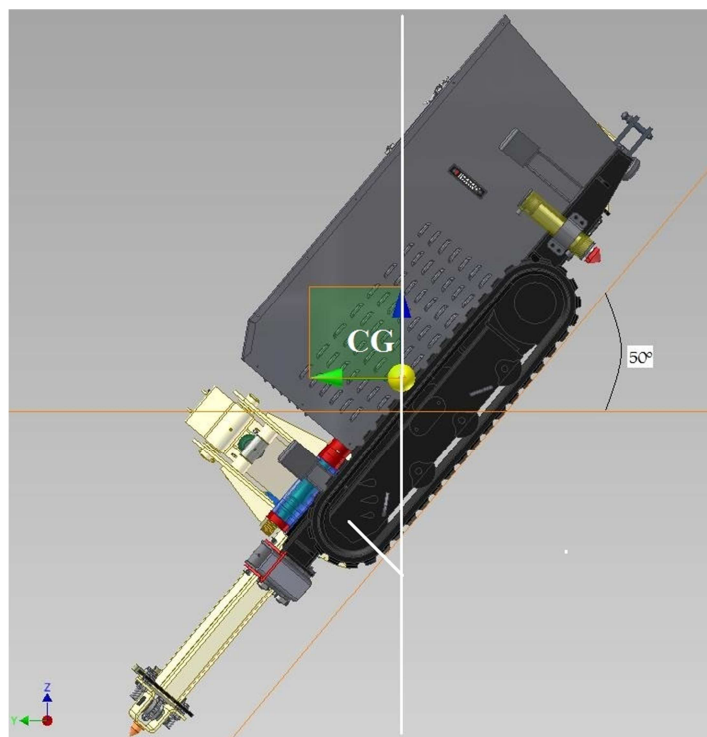


Figura 32 - Inclinação máxima em descida (50°)

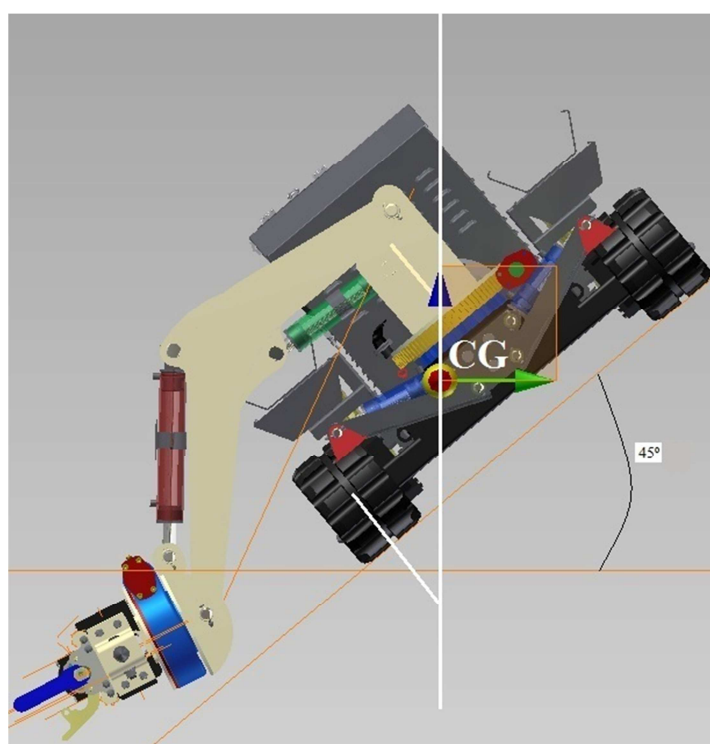


Figura 33 - Inclinação lateral máxima (45°)

Sendo assim, pela Figura 33 observa-se que a perfuradora tem capacidade para se manter sobre uma superfície com 45° de inclinação sem capotar lateralmente.

Todas as considerações sobre os ângulos máximos a que a máquina poderá suportar sem haver capotamento frontal, traseiro ou lateral devem ser testadas e verificadas na prática levando todas as hipóteses à exaustão, após a construção de um protótipo por forma a se comprovar quais os limites

reais da máquina e sua segurança. Também a capacidade de tracção em subida deve ser testada e confirmada na prática pelas mesmas razões anteriormente descritas.

5.3. Dimensionamento da estrutura

5.3.1. Dimensionamento das cavilhas

As cavilhas de ligação dos componentes móveis (Figura 34) devem ser dimensionadas à flexão e ao corte. As cavilhas são elementos estruturais importantes e que precisam ter capacidade de suportar grandes esforços e como tal serão construídas num aço mais resistente que o aço convencional, será adoptado o aço designado FR3 com a norma DIN 34CrNiMo6, aço ligado e com uma tensão de cedência de $\sigma_{ced}=700\text{MPa}$, isto é, maior que a tensão de cedência de um aço S355J2G3 logo maior resistência mecânica, característica que se denota muito importante nas cavilhas de ligação das partes móveis. É importante que as cavilhas sejam de material de resistência e tenacidade elevadas pois fazem parte de um conjunto de ligações que podem colocar em risco o operador em caso de falha ou fractura. No entanto, sendo também este um aço comum o seu custo de aquisição embora um pouco mais elevado é compensatório face às suas características, pois permite uma construção mais sólida e segura. De acordo com a norma EN 1494:2000 [21], O factor de segurança aplicado é de 1,5.

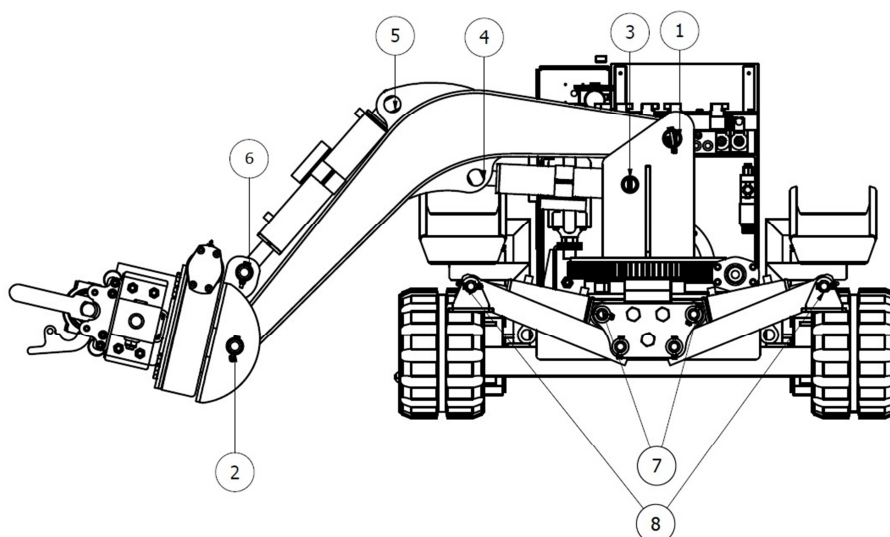


Figura 34 – Cavilhas e esforços aplicados

No dimensionamento à **flexão** efectuou-se a análise de corpo livre para uma cavilha considerando o caso mais crítico de uma carga concentrada aplicada no seu centro (Figura 35) produzindo esforços de flexão nas suas extremidades apoiadas.

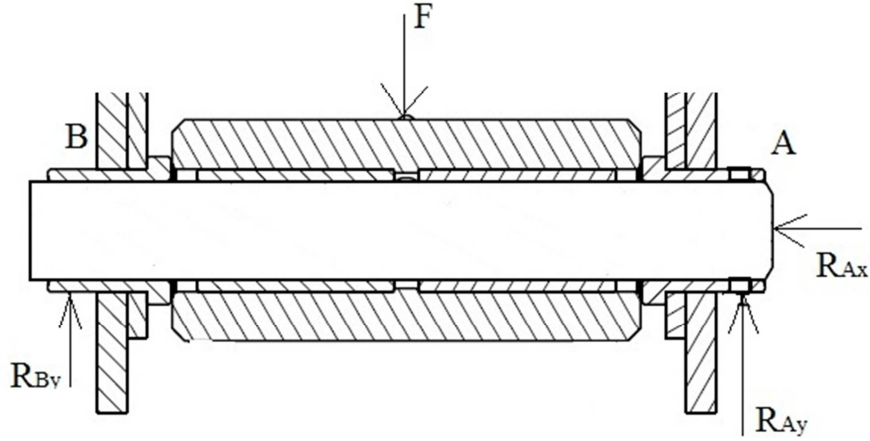


Figura 35 - Diagrama de corpo livre de uma cavilha

$$\begin{matrix} xx \\ yy \\ M_A \end{matrix} \begin{cases} R_{Ax} = 0 \\ R_{By} + R_{Ay} - F = 0 \\ L \cdot R_{By} - F \cdot \frac{L}{2} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{Ax} = 0 \\ R_{Ay} = F - \frac{F}{2} = \frac{F}{2} \\ R_{By} = \frac{F \cdot \frac{L}{2}}{L} = \frac{F}{2} \end{cases} \quad (6)$$

Pela equação (6) chega-se ao momento flector,

$$M = \frac{F \cdot L}{4} \text{ [Nm]} \quad (7)$$

Observando [22] tem-se,

$$w = \frac{M}{\sigma_{adm}} \text{ e } w = \frac{I}{R} \quad (8)$$

Sabe-se ainda que,

$$I = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot R^4 \text{ [m}^4\text{]} \quad (9)$$

A tensão admissível é definida por,

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{ced}}{1,5} \text{ [MPa]} \quad (10)$$

Utilizando (9) e (10) e substituindo em (8) obtém-se (11).

$$w = \frac{M}{\sigma_{adm}} \Rightarrow \frac{I}{R} = \frac{\frac{F \cdot L}{4}}{\frac{\sigma_{ced}}{1,5}} \Leftrightarrow \frac{\frac{\pi \cdot R^4}{4}}{R} = \frac{1,5 \cdot F \cdot L}{4 \cdot \sigma_{ced}} \Leftrightarrow R = \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot F \cdot L}{\sigma_{ced} \cdot \pi}} \text{ [m]} \quad (11)$$

Logo, o diâmetro para a cavilha fica definido por,

$$d_{flexão} = 2 \cdot R = 2 * \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot F \cdot L}{\sigma_{ced} \cdot \pi}} * 10^3 \text{ [mm]} \quad (12)$$

Neste tipo de cavilha é também necessário efectuar o seu dimensionamento ao **corte**. No dimensionamento ao corte sabe-se que a tensão de corte verificada no centro da cavilha é definida por,

$$\tau = \frac{F}{A} [MPa] \text{ e } \tau = \frac{\sigma_{adm}}{2} [MPa] \quad (13)$$

As cavilhas são de secção circular pelo que a área desta é definida pela equação (14).

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} [m^2] \quad (14)$$

Ao substituir em (13) vem que o diâmetro se define por (15).

$$\frac{\sigma_{adm}}{2} = \frac{F}{A} \Rightarrow \frac{\sigma_{ced}}{3} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \Leftrightarrow d_{corte} = \sqrt{\frac{12 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{ced}}} * 10^3 [mm] \quad (15)$$

O diâmetro mínimo para a cavilha deverá ser maior ou igual que o maior valor de entre (12) e (15). Então pode assim afirmar-se que o diâmetro mínimo para uma cavilha destas características fica definido por (16).

$$d_{cavilha} \geq \max\{d_{flexão}, d_{corte}\} [mm] \quad (16)$$

Substituindo os valores nas equações (12) e (15), e aplicando (16) obtiveram-se os diâmetros mínimos para as diferentes cavilhas que fazem parte da perfuradora presentes na Tabela 6.

Todos os cilindros têm o mesmo diâmetro de pistão $d=0,070m$ e a pressão de trabalho será no máximo de $P=150bar=15000kPa$ pelo que a força máxima executada por cada cilindro é,

$$F_{cil} = P \cdot A = 15000 * 10^3 * \frac{0,07^2 * \pi}{4} = 57727N \quad (17)$$

Com (17) tem-se a força máxima aplicada nas cavilhas de ligação dos cilindros hidráulicos. É a força utilizada no cálculo para este caso pois o pior dos casos será quando a cavilha suportar a força total do cilindro hidráulico.

Tabela 6 - Diâmetros mínimos para as cavilhas

Cavilha	F (N)	L (m)	$\sigma_{ced} * 10^6$ (Pa)	d_{min} (mm)
Ligação Lança-Chassis (1)	3500	0,3	700	18
Ligação Lança-Torre (2)	2300	0,28	700	15,5
Apoio cilindro da lança no chassis (3)	57727	0,3	700	45,5
Apoio cilindro da lança na lança (4)	57727	0,14	700	35,3
Apoio cilindro da torre na lança (5)	57727	0,15	700	36,2
Apoio cilindro da torre na torre (6)	57727	0,15	700	36,2
Apoio cilindro do est. no chassis (7)	11500	0,18	700	22,5
Apoio cilindro do est. na sapata (8)	11500	0,13	700	20,5

As cavilhas deverão ser sobredimensionadas para facilitar a escolha de perfis e o seu processo de fabrico sempre que seja necessário. Pelo que com o sobredimensionamento além da inclusão do

factor de segurança associado, tem-se a união das partes móveis da máquina para que não ocorram quedas de objectos inesperadamente [23].

5.3.2. Dimensionamento de soldaduras

Neste capítulo aborda-se o dimensionamento das soldaduras consideradas críticas ou de importância alta, tais como soldaduras das orelhas de elevação da máquina (Figura 36) e soldaduras de uniões críticas. Como tal procede-se à análise das tensões de cedência considerando que a do aço S355J3G2 é $\sigma_{ced52}=355\text{MPa}$ [12].

As soldaduras serão dimensionadas para as peças indicadas. São soldaduras de canto das principais fixações, tais como as fixações dos rastos e os suportes do motor eléctrico e do depósito de óleo (Figura 36 e Figura 37). Existem dois modos de solicitação considerando uma soldadura de canto. Um dos modos é força paralela ao cordão de soldadura (Figura 38) e o segundo modo é força paralela a um dos catetos do cordão de soldadura (Figura 39).

Aborda-se também o dimensionamento à fadiga das juntas soldadas.

A caracterização das soldaduras pode ser observada nos desenhos de fabrico presentes no anexo III.

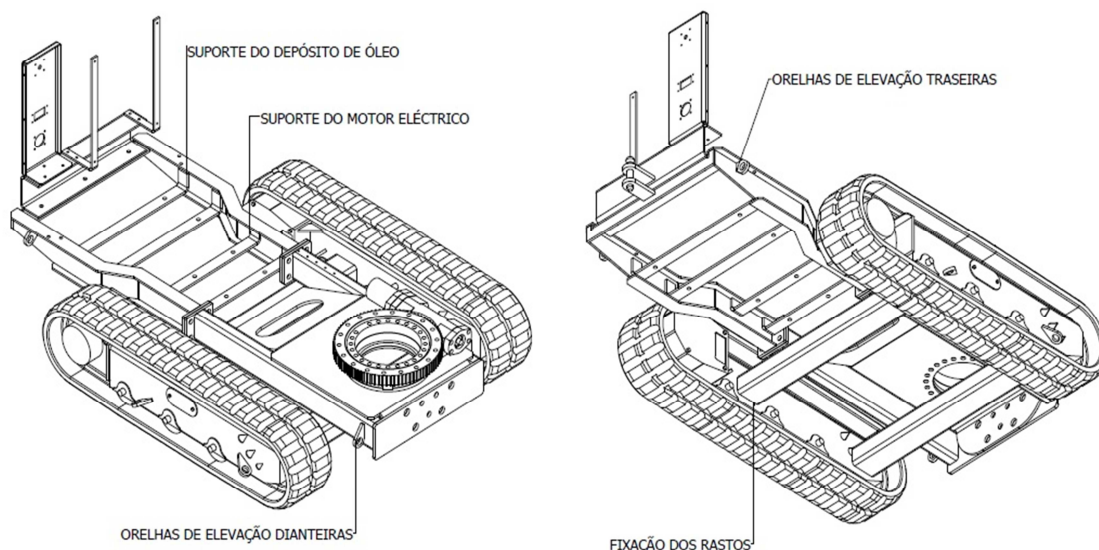


Figura 36 - Localização das principais soldaduras dimensionadas

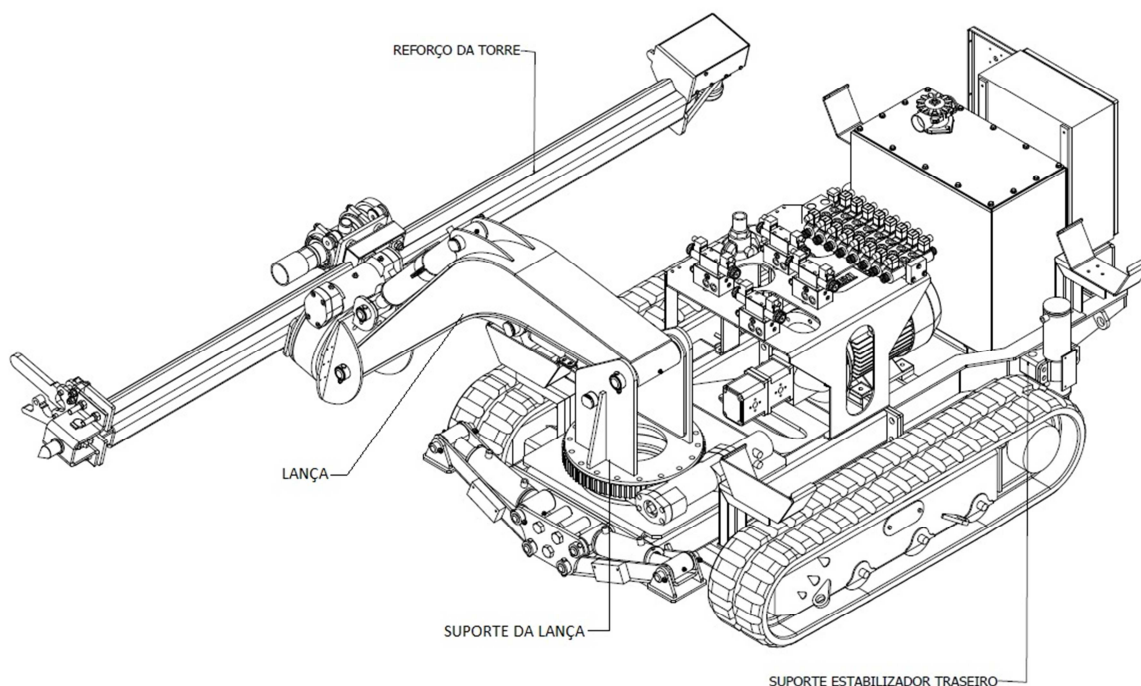


Figura 37 - Indicação das principais soldaduras dimensionadas (continuação)

Para todas as peças, o material utilizado é aço S355J2G3 com uma tensão de cedência de $\sigma_{ced}=355\text{MPa}$. Utilizando-se um factor de segurança de $n=2$ com base em [21] e [24], vem,

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{ced}}{n} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa} \quad (18)$$

Para dimensionar a soldadura existe um critério a cumprir: $\sigma_{com} \leq \sigma_{adm}$.

Para a força paralela ao cordão de soldadura (Figura 38) tem-se,

$$\sigma_{com} = \frac{4.F}{\sqrt{2}.h.\Delta x} [Pa] \quad (19)$$

Por sua vez para a força paralela a um dos catetos do cordão (Figura 39) vem,

$$\sigma_{com} = \frac{\sqrt{5}.F}{h.\Delta x} [Pa] \quad (20)$$

Comparando a equação (18) com a equação (19), utilizando o critério referido, retira-se a altura do cordão de soldadura “ h ”.

Nos seguintes subcapítulos demonstra-se o dimensionamento das soldaduras nas peças indicadas, cujos resultados permitem efectuar a caracterização das soldaduras (Anexo IV). Aborda-se também o dimensionamento à fadiga das juntas soldadas.

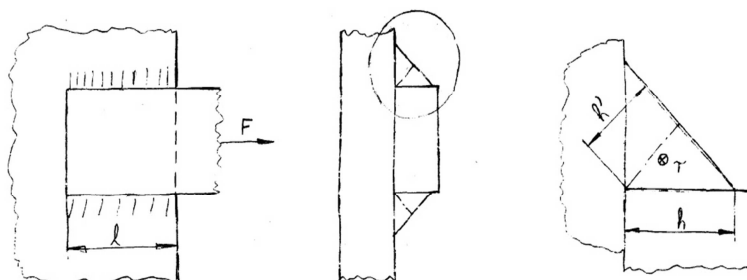


Figura 38 - Força paralela ao cordão de soldadura [25]

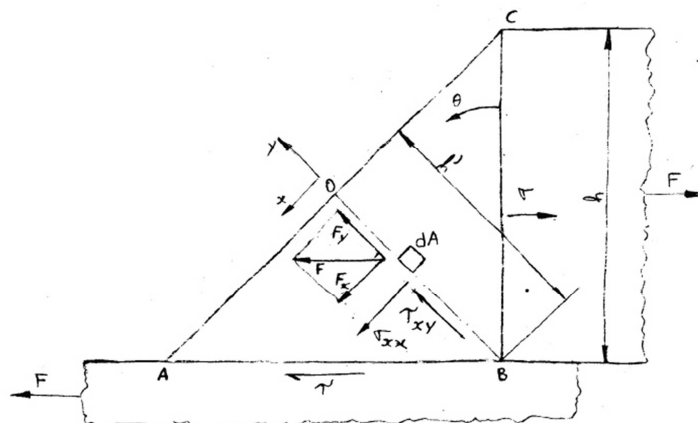


Figura 39 - Força paralela a um dos catetos do cordão [25]

5.3.2.1. Orelhas de elevação traseiros e dianteiros

Nas orelhas de elevação traseiras encontram-se os dois modos de soldadura de canto em conjunto, o que faz com se tenha de efectuar os cálculos para cada um dos modos e o “ h ” mínimo para o cordão de soldadura será dado pelo máximo entre os dois valores.

No primeiro caso tem-se $\Delta x = 2 * 35 = 70\text{mm} = 0,070\text{m}$, na medida em que são dois cordões a segurar a peça nesta direcção (Figura 40). Considerando “ F ” como o peso do conjunto, ou seja $F = 11500\text{N}$. Por conseguinte vem, $h \geq 2,6\text{mm}$.

Para o segundo caso tem-se $\Delta x = 2 * 26 = 52\text{mm} = 0,052\text{m}$ e $F = 11500\text{N}$ o que produz, $h \geq 2,8\text{mm}$.

Em conclusão, os cordões para estas orelhas devem ser de $h \geq 3\text{mm}$.

De modo análogo ao anterior e considerando que para as orelhas de elevação dianteiras apenas existe força paralela ao cordão de soldadura (Figura 40), vem que, $h \geq 2\text{mm}$.

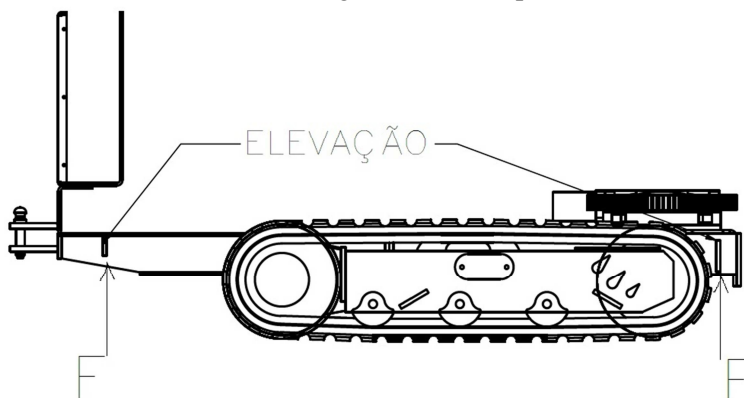


Figura 40 - Orelhas elevação

5.3.2.2. Suportes do depósito de óleo e do motor

Nas travessas que suportam o depósito de óleo (Figura 41) tem-se $\Delta x = 60\text{mm} = 0,060\text{m}$ e $F1 = 1200\text{N}$ contemplando o depósito cheio de óleo. Neste caso os apoios serão soldados nas laterais pelo que só existirá força paralela ao cordão. Então vem, $h \geq 1\text{mm}$.

Para as travessas que servem de suporte ao motor (Figura 41) tem-se $\Delta x = 40\text{mm} = 0,040\text{m}$ e $F2 = 600\text{N}$ o que leva a, $h \geq 1\text{mm}$.

Nestes dois suportes o cordão deverá ser de 1mm de altura ou superior.

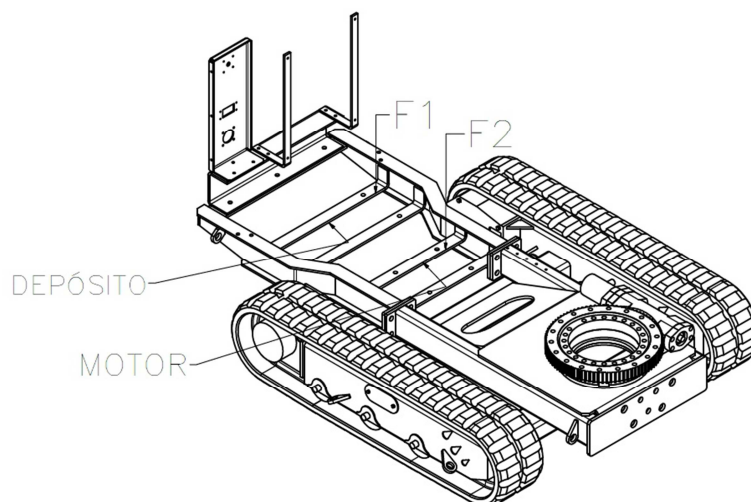


Figura 41 - Indicação da direcção das forças

5.3.2.3. Travessas do chassis (ligação às lagartas)

De forma análoga ao subcapítulo 5.7.1. a força é simultaneamente paralela ao cordão e a um dos catetos (Figura 42). Como a espessura h do cordão é dada pelo máximo entre os valores das duas situações vem, $h \geq 1mm$.

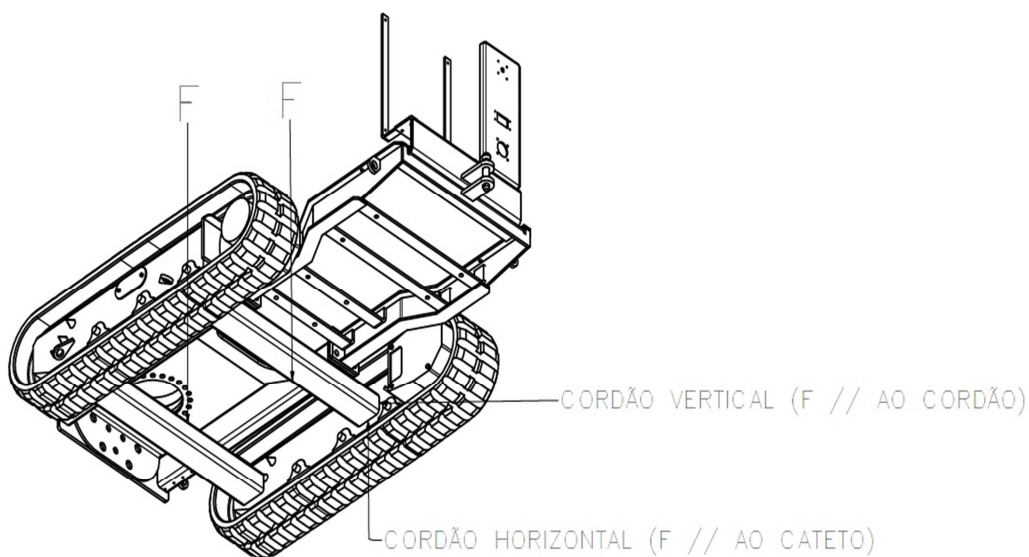


Figura 42 – Localização da ligação do chassis às lagartas

5.3.2.4. Apoios estabilizadores traseiros

Para os apoios traseiros (Figura 43) obteve-se $h \geq 2mm$, da mesma forma anteriormente descrita e com $F=11500N$ e considerando 2 cordões de $\Delta x=0,05m$ para a situação de força paralela ao cordão e de $\Delta x=0,04m$ para força paralela a um dos catetos do cordão.

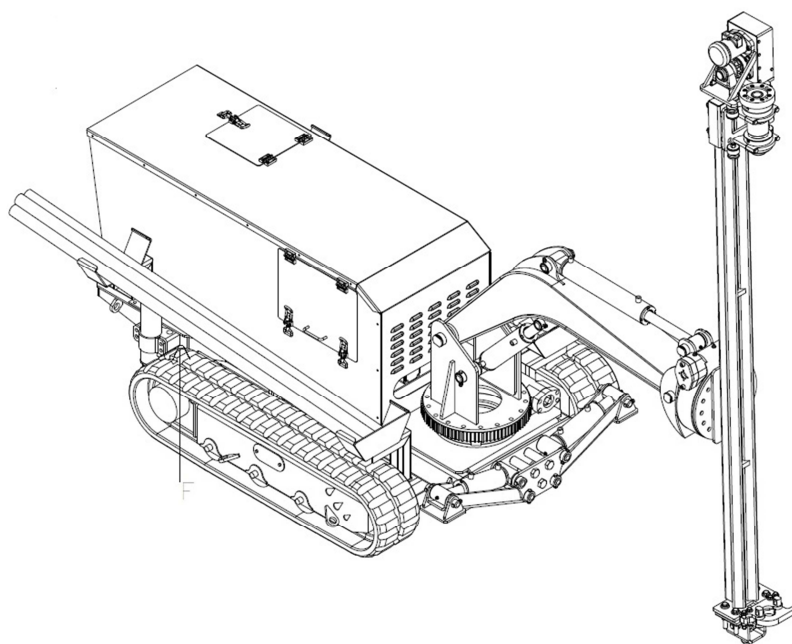


Figura 43 - Apoios estabilizadores traseiros

5.3.2.5. Reforço da torre

No reforço da torre (Figura 44) foram aplicados os mesmos critérios para as mesmas situações. Considerou-se a força aplicada na extremidade da torre de $F=13000N$ e considerando que é efectuado um cordão descontinuo com 10 semi-cordões de 100mm de comprimento cada vem $\Delta x=1000mm=1m$. Utilizou-se um cordão descontinuo devido a evitar grandes empenos e que a soldadura estale e parta quando a torre estiver a ser solicitada.

Neste caso verifica-se que a força F é paralela ao cordão de soldadura e vem que para cada semi-cordão vem, $h \geq 1mm$.

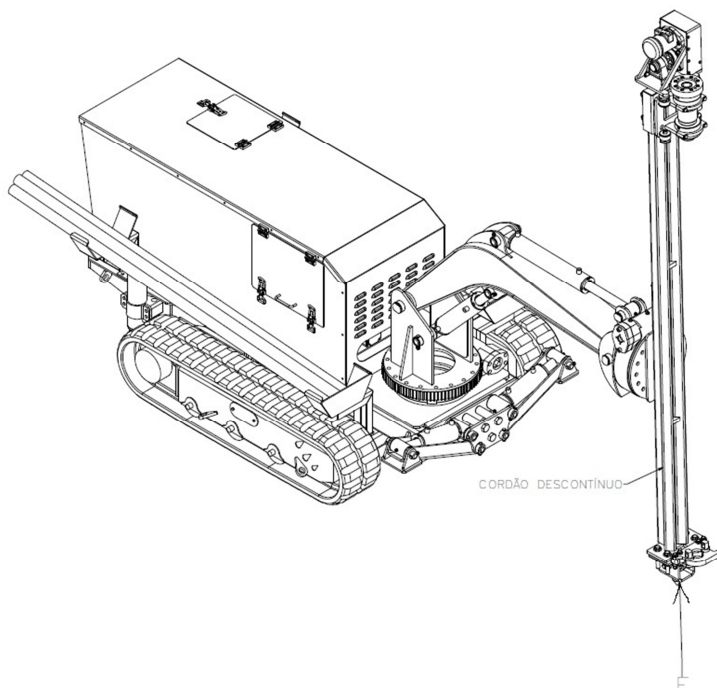


Figura 44 - Reforço da torre

5.3.2.6. Suporte da lança

No suporte da lança além de existirem solicitações referentes aos dois modos apresentados, existe também momento paralelo ao cordão de soldadura (Figura 45) e momento perpendicular ao cordão de soldadura (Figura 46).

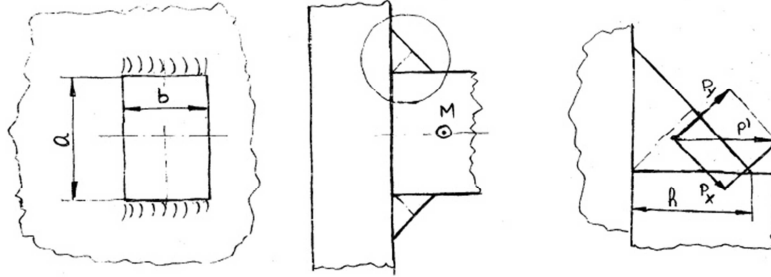


Figura 45 - Momento paralelo ao cordão [25]

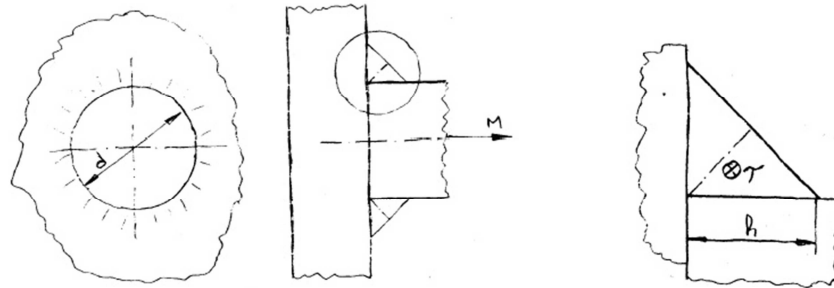


Figura 46 - Momento perpendicular ao cordão [25]

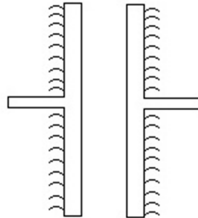


Figura 47 - Esquema da soldadura no suporte da lança com $a=251\text{mm}$ e $b=250\text{mm}$

Para o momento paralelo ao cordão [25] tem-se,

$$\sigma_{com} = \sqrt{10} * \frac{M.c}{h.I_u} [Pa] \quad (21)$$

Neste caso e observando a Figura 47 tem-se $M=18200\text{Nm}$, $I_u = \frac{a^2.b}{2}=0,0079\text{m}$ e $c = \frac{a}{2} = 0,126\text{m}$. Para o momento perpendicular ao cordão obtém-se a equação (22).

$$\sigma_{com} = \frac{M * \frac{b}{2}}{\frac{\sqrt{2}}{2}.h.J_u} [Pa] \quad (22)$$

Considerando os dois casos mais frequentes de perfuração, ou seja, perfuração na horizontal e perfuração na vertical, calculam-se os cordões de soldadura para os dois casos e para as diferentes situações e daí retira-se que o valor mínimo para o dimensionamento do cordão de soldadura é o valor máximo que fora calculado dessas situações. Os cutelos laterais do suporte não são considerados pois ser-lhes-á aplicado a medida do cordão do resto do suporte.

Em perfuração na **horizontal** tem-se uma força F paralela a um dos catetos do cordão e um momento M paralelo ao cordão (Figura 48).

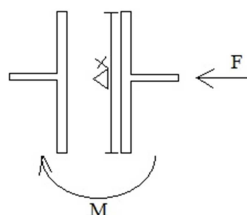


Figura 48 - Cargas no suporte em perfuração horizontal

Para a força paralela ao cateto do cordão, aplicando (18) e (20) e com $F=13000\text{N}$, $\Delta x=0,250\text{m}$, $br=1,4\text{m}$ e $M=br.F=18200\text{Nm}$, vem $h_1 \geq 1\text{mm}$. Analogamente, aplicando (18) e (21) para o momento, tem-se $h_2 = 5,2\text{mm}$.

Em perfuração vertical tem-se F paralela ao cordão e um momento M perpendicular ao cordão (Figura 49).

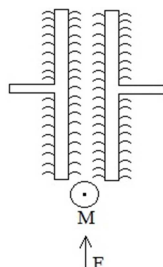


Figura 49 - Cargas aplicadas no suporte da lança em perfuração vertical com $F=3746\text{N}$ e $M=18200\text{Nm}$

Para a força F , aplicando as equações (18) e (19) vem que $h_3 \geq 1\text{mm}$ e para o momento perpendicular ao cordão, considerando (18) e (22) tem-se $h_4 \geq 1\text{mm}$.

Analizados todos os casos, aplica-se a equação (24) que determina o máximo valor de entre todos os h 's calculados. Este valor será o valor considerado como altura mínima para o cordão de soldadura a efectuar no suporte da lança.

$$h_{min} = \text{máx}\{h_1; h_2; h_3; h_4\} = h_2 = 5,2\text{mm} \quad (24)$$

Como resultado tem-se que a soldadura pode ser efectuada toda com igual cordão desde que $h \geq 5,2\text{mm}$. A razão pela qual os cordões de soldadura no suporte da lança possam ter todos a mesma dimensão provem do facto de em todos os dimensionamentos feitos a altura de cordão se manter abaixo dos $5,2\text{mm}$ e além disso, facilita o processo produtivo ao permitir a execução de cordões iguais nas partes a soldar.

5.3.2.7. Lança

Para dimensionar o cordão de soldadura a efectuar na lança foi necessário definir primeiramente quais as cargas que nesta actuam. Essas cargas foram calculadas com base na análise do diagrama de corpo livre e podem ser observadas na Figura 50.

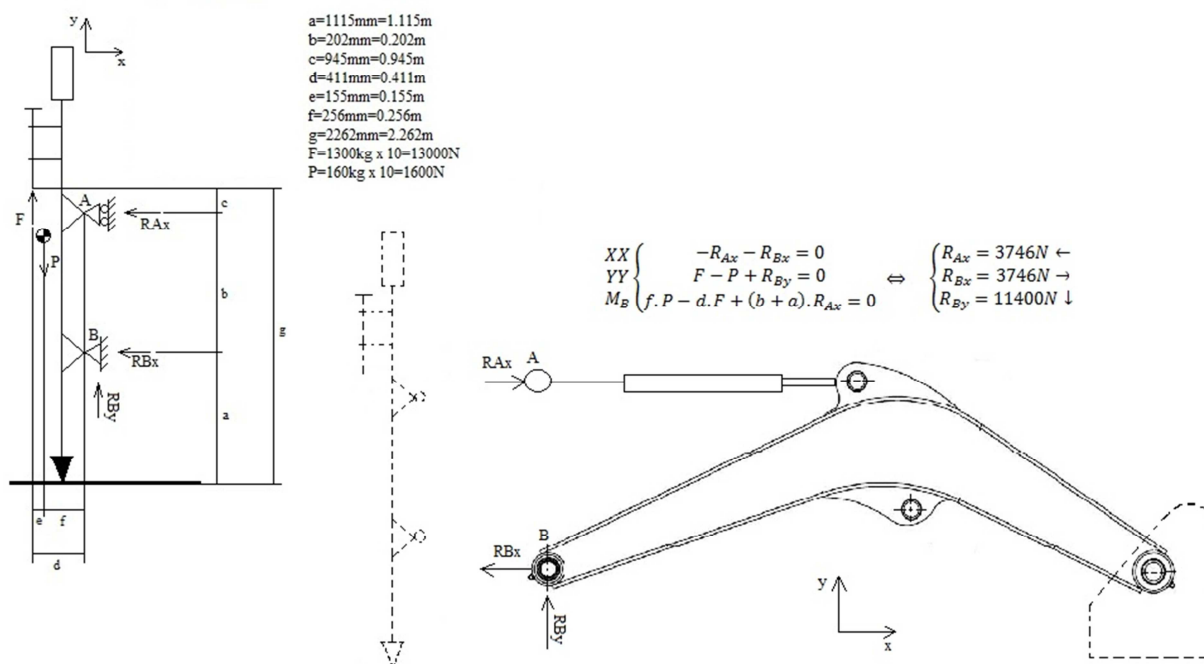


Figura 50 - Caracterização das cargas na lança

Após definição das cargas em que se obteve $R_{Ax}=3476\text{N}$ à tracção, $R_{Bx}=3746\text{N}$ à compressão e $R_{By}=11400\text{N}$ à tracção, efectuou-se o cálculo para força paralela ao cordão de soldadura e para força paralela ao cateto do cordão de soldadura. Admitiu-se a região crítica na curva da lança, sendo que o seu comprimento é $\Delta x = 0,325\text{m}$.

Considerando os principais casos de perfuração, na vertical e na horizontal, procedeu-se ao dimensionamento do cordão de soldadura para as várias solicitações. O valor mínimo para a altura h do cordão de soldadura será o valor máximo encontrado de entre todas as situações.

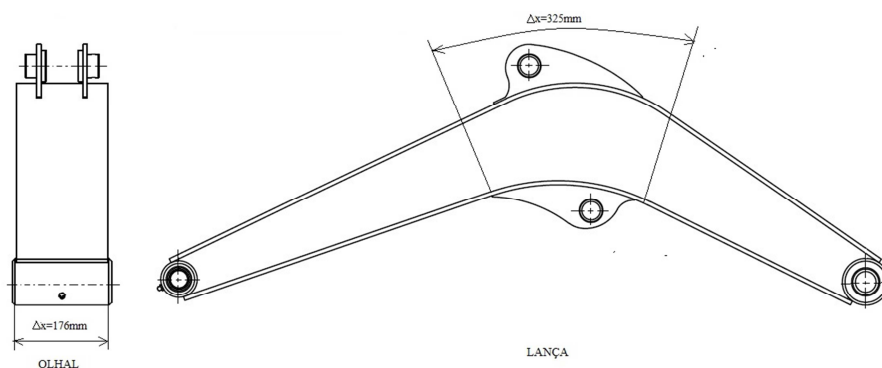


Figura 51 – Representação dos cordões de soldadura considerados

Considerando a secção crítica como a zona curva da lança tem-se $a=0,156\text{m}$ (são deixados $10\text{mm}=0,010\text{m}$ em cada bordo da lança para acomodar a soldadura criar uma estética agradável) e $b=0,325\text{m}$ como na Figura 51. Encontram-se solicitações para a posição horizontal e para a posição vertical.

Para o caso de perfurar com a torre na posição **horizontal** tem-se no olhal, com a força F paralela ao cordão (Figura 52),

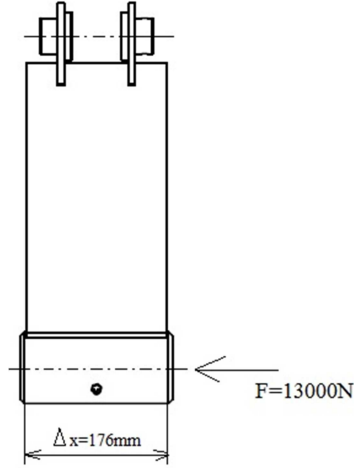


Figura 52 - Força paralela ao cordão aplicada no olhal ao perfurar com torre horizontal

Por (18) e (19) tem-se $h_{01} \geq 1.2mm$.

Na mesma posição de perfuração horizontal na própria lança existe um momento M paralelo ao cordão e uma força F paralela a um dos catetos do cordão (Figura 53).

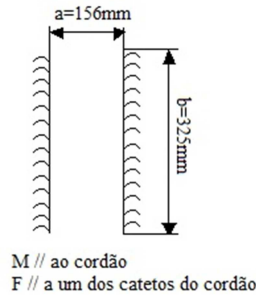


Figura 53 - Esquema do cordão na lança

Neste caso para o momento paralelo ao cordão tendo em conta (21), vem,

$$\sigma_{com} = \frac{\frac{M.a.\sqrt{10}}{2}}{\frac{a^2.b.h_{L1}}{2}} [Pa] \quad (25)$$

Então, aplicando (30) tem-se para este caso, $h_{L1} \geq 6,4mm$.

Para a força paralela a um dos catetos do cordão aplica-se (18) e (20) e obtém-se $h_{L2} \geq 1mm$.

Ao perfurar com a torre na **vertical** encontram-se algumas variações nas cargas a considerar para o dimensionamento do cordão de soldadura e que precisam de ser igualmente analisadas para que no final se consiga definir o cordão a obter.

De modo análogo, considera-se o cordão na lança e o cordão no olhal (Figura 51). Deste modo calcula-se a altura h mínima para cada caso.

No olhal tem-se a força F paralela a um dos catetos do cordão (Figura 54). Como tal, aplicando as equações (18) e (20) obtém-se $h_{02} \geq 1mm$.

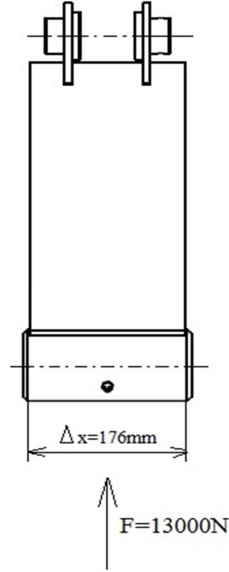


Figura 54 - Força paralela ao cateto do cordão em perfuração vertical

No caso da lança com a torre na vertical, tem-se uma força F paralela a um dos catetos do cordão de soldadura e um momento M perpendicular ao cordão de soldadura (Figura 55).

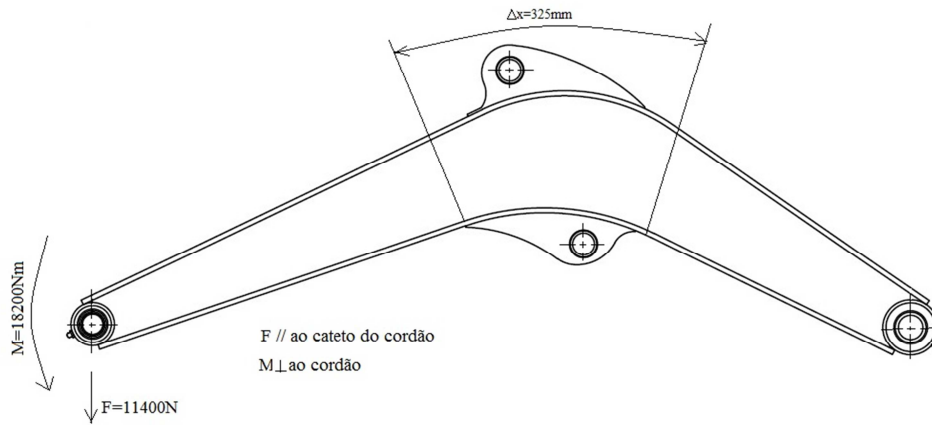


Figura 55 - Cargas consideradas na lança em perfuração vertical

De modo análogo aos casos anteriores, para a força F paralela a um dos catetos do cordão aplica-se novamente as equações (18) e (20) e obtém-se $\mathbf{h_{L3} \geq 1mm}$.

Para o momento M perpendicular ao cordão tem que se aplicar a equação (22).

com,

$$J = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot h_{L4} \cdot Ju \quad (26)$$

Observando a Figura 56 e aplicando (22) e (26) vem que $\mathbf{h_{L4} \geq 1mm}$.

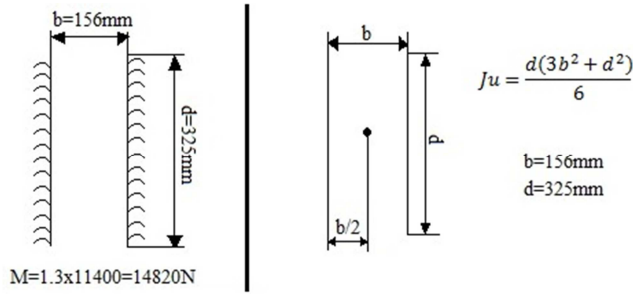


Figura 56 - Equações para o momento perpendicular ao cordão

Depois de calcular h para todos os casos aplica-se a altura mínima do cordão como sendo a altura máxima calculada nos casos descritos (27).

$$h_{min} = \max\{h_{01}; h_{02}; h_{L1}; h_{L2}; h_{L3}; h_{L4}\} = h_{L1} = 6,4mm \quad (27)$$

Obeve-se assim o resultado de $h \geq 6,4mm$ para o cordão de soldadura a aplicar na lança e nos olhais desta.

Aconselha-se a leitura de por exemplo [22], [25] ou [26] para obter mais detalhes sobre o método de cálculo aplicado.

5.3.2.8. Dimensionamento à fadiga

O dimensionamento à fadiga deve ser aplicado e verificado em todas as peças sujeitas a movimentos, vibrações ou esforços cíclicos. Isto é, componentes que sejam solicitados ciclicamente com cargas e descargas de forças e momentos.

Um dos órgãos mais críticos são as juntas soldadas. Estas juntas devem ter especial atenção quando se fala de fadiga, pois contêm pontos sujeitos a concentração de tensões e que ao apresentar cargas cíclicas podem dar origem a micro fissuras.

No entanto o dimensionamento à fadiga, pela teoria requer um profundo conhecimento das características do material utilizado e pode produzir resultados inesperados ou mesmo inválidos caso não se tenha em consideração todos os factores de correcção. Requer um conhecimento completo sobre o material utilizado na junta e do material a unir e respectivas curvas S-N [26]. Estas curvas (Figura 57) representam a tensão nominal (S) em função do número de ciclos (N) e permitem retirar conclusões sobre o ciclo de vida do componente. Para tal é necessário relacionar com a tensão admissível de fadiga (16) obtida através de ábacos e experimentalmente [26].

$$\sigma_f = (k_s \cdot k_t \cdot k_f \cdot k_T) \cdot \left(\frac{1}{K_f}\right) \cdot \left(\frac{1}{n}\right) \cdot \sigma_{f0} [MPa] \quad (28)$$

Isto quer dizer que a melhor forma de dimensionar um elemento à fadiga é unindo a teoria com a prática e realizando ensaios destrutivos, verificar o tempo de vida expectável para o componente analisado. Escusado será dizer que estes testes são morosos e demorados e que quando se fala em competitividade, os espaços de tempo podem ser reduzidos para efectuar este tipo de teste. O que leva por vezes a obterem-se apenas estimativas pouco rigorosas da vida útil de um componente.

No caso analisado a estimativa à fadiga só poderá ser efectuada quando o protótipo estiver concluído uma vez que é necessário reunir uma série de dados experimentais para estimar o tempo de vida das juntas soldadas com algum rigor.

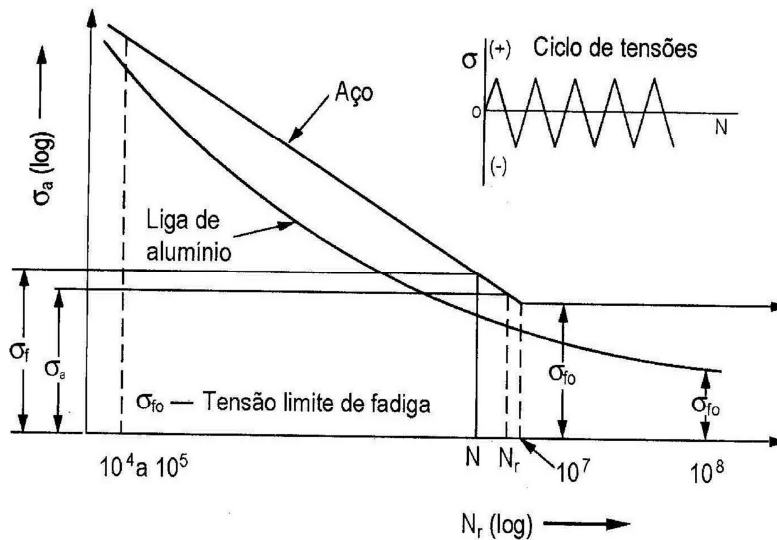


Figura 57 - Exemplo de curva S-N para uma liga de alumínio e um aço macio [26]

Devido a não se conseguir chegar a uma conclusão objectiva sobre o dimensionamento das soldaduras à fadiga, considerou-se um aumento de 30% no coeficiente de segurança, passando este de $n=2$ para $n=2*1,3=2,6$. Com esta medida previnem-se algumas possíveis falhas por fadiga das peças soldadas.

Após esta alteração e refazendo os cálculos para a dimensão mínima do cordão de soldadura obtém-se $h \geq 8,3mm$.

5.3.3. Dimensionamento à encurvadura dos estabilizadores traseiros

Devido à construção dos cilindros hidráulicos traseiros, que têm a função de estabilizar a traseira da máquina directamente com as suas hastes (número 2 na Figura 58), há que dimensionar as hastes por forma a suportarem o peso total da máquina em segurança.

Para isso, utilizou-se a fórmula de Euler (29) de onde se retira o diâmetro mínimo da haste [27]. Pela Figura 59 pode observar-se a relação a utilizar na fórmula.

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L e^2} \Rightarrow P_{crit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{4 \cdot L^2} [N] \quad (29)$$

Em (29) sabe-se que P_{crit} = Peso da máquina = 11500N, $E = 210GPa$, $L = 0.237m$ (medida da haste do cilindro totalmente aberto) e admitindo a secção crítica como a correspondente à medida da haste que fica fora do cilindro quando este se encontra aberto (Figura 60), ou seja, uma secção cilíndrica maciça vem,

$$I = \frac{1}{64} \cdot \pi \cdot d^4 [m^4] \quad (30)$$

Substituindo (30) em (29) obtém-se,

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot (\frac{1}{64} \cdot \pi \cdot d^4)}{4 \cdot L^2} [N] \quad (31)$$

De (31) tira-se que $d \geq 0,013m = 13mm$ pelo que as hastes devem ser construídas com um diâmetro acima deste. Nesta aplicação as hastes foram bastante sobredimensionadas de modo a facilitar a construção dos cilindros e também a se ter um conjunto mais robusto a ponto de reduzir danos caso a máquina seja arrastada acidentalmente enquanto o estabilizador estiver a efectuar trabalho, por exemplo no caso em que o operador se esqueça de elevar um estabilizador e mova a máquina arrastando assim o estabilizador. Passou-se assim a secção da haste para $0.05m = 50mm$ de diâmetro conferindo maior resistência à encurvadura ou à má utilização do estabilizador. Este valor é

definido empiricamente e por conseguinte exige testes físicos em protótipo, simulando a situação descrita para desta forma se poder perceber se a solução construtiva é suficiente ou se terá de sofrer algum tipo de alteração. No entanto para se ter uma aproximação do caso real (ainda que rude e pouco precisa) procedeu-se à simulação em elementos finitos através do *software Inventor*® [28] com os resultados visíveis na Figura 61. Apesar de o deslocamento máximo ser acentuado, cerca de 3mm com uma força de 20000N (força esta que se desconhece e o valor poderá ser variável, ao que se admite ser de 20000N para a aproximação pois será um valor maior que o peso total da máquina), este é um caso que ocorrerá acidentalmente, ou seja, será mais importante que o cilindro não ceda e se fracture podendo colocar o operador em risco. A Figura 62 demonstra que o cilindro não corre o risco de se fracturar. Contudo pode considerar-se a utilização de um guiamento para as hastes dos estabilizadores se se verificar importante após a realização de testes em protótipo.

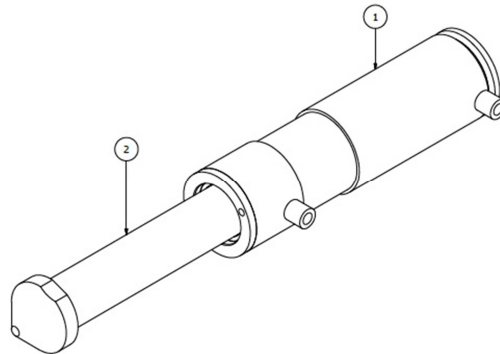


Figura 58 - Ilustração do cilindro estabilizador traseiro

(a) Uma extremidade engastada e outra livre

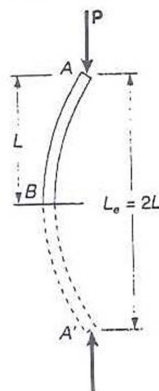


Figura 59 - Comprimento efectivo de encurvadura [22]

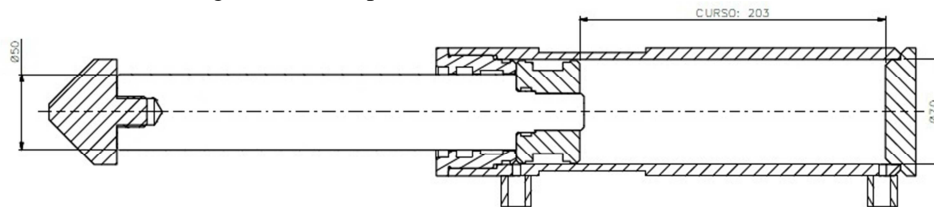


Figura 60 - Estabilizador traseiro em corte

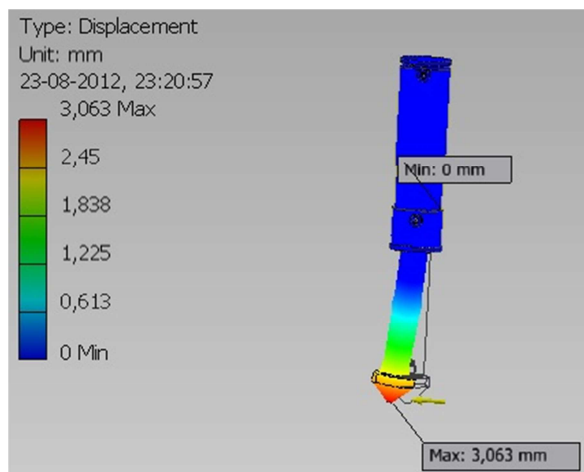


Figura 61 - Simulação em elementos finitos do arrastamento do estabilizador com $F=20000N$

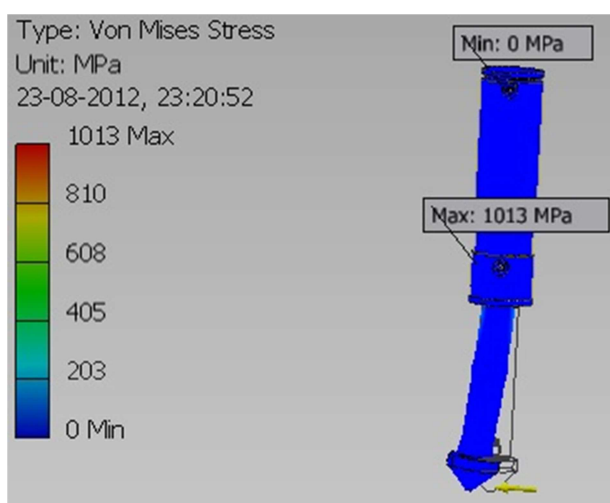


Figura 62 - Simulação do arrastamento do estabilizador, critério de Von Mises, $F=20000N$

5.4. Análise da estrutura às solicitações

A estrutura da perfuradora deverá suportar as forças geradas durante a sua função de perfuração e também durante a sua locomoção. Para analisar estes efeitos foi utilizado o módulo de elementos finitos do *software* de CAD de seu nome *Inventor*[®] [28]. Através destas análises foi possível verificar se os esforços gerados seriam preocupantes no sentido de comprometer a integridade física do conjunto.

5.4.1. Análise da lança

Na lança, aplicando uma carga de 13000N, correspondente à força de extracção (cap. 5.2.1.) aplicada na extremidade da lança, ou seja, analisando o diagrama de corpo livre da torre (Figura 50), retiraram-se as reacções existente na lança aplicando a força de 13000N na sua extremidade. Atingiu-se 1,052mm de deslocamento máximo (Figura 63), e uma tensão máxima de 197,9MPa pelo critério de *Von Mises* (Figura 64).

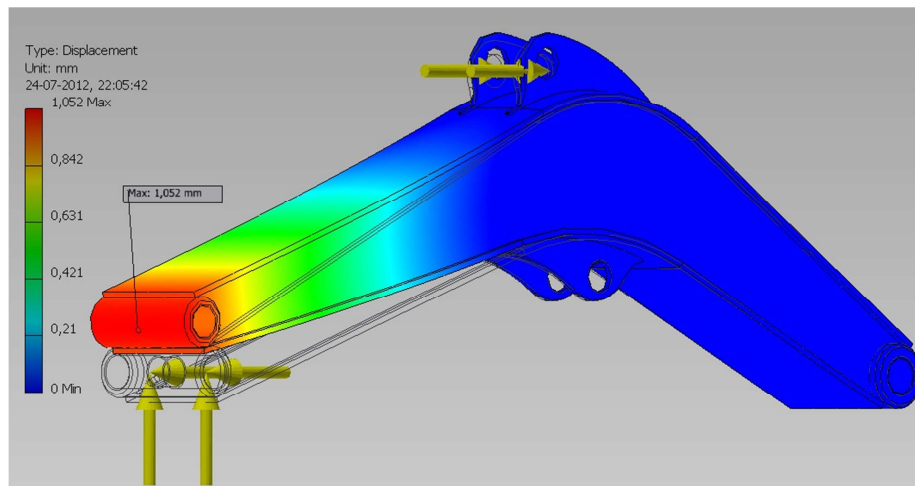


Figura 63 - Teste à flexão, deslocamentos

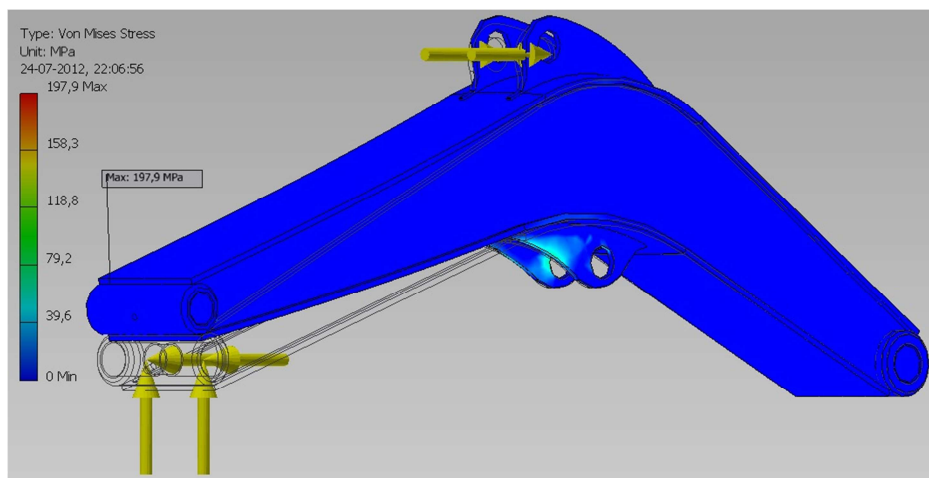


Figura 64 - Teste à flexão, critério de Von Mises

5.4.2. Análise do chassis traseiro

O chassis é bipartido, ou seja, está dividido em duas partes distintas de modo a facilitar a manutenção da máquina. Esta particularidade deve-se ao facto de o grupo de lagartas conter uma escotilha de acesso aos motores que tem de ter acesso para afinação, manutenção ou reparação. O chassis, pelo facto de ser rebaixado ao máximo passa na área de trabalho dessas escotilhas pelo que é necessário afastá-lo dessas áreas para aceder aos motores. Por essa razão optou-se por fazer o chassis em duas partes distintas e por conseguinte procedeu-se à análise da estrutura em separado.

Na Figura 65 e Figura 66 pode observar-se os resultados da análise por elementos finitos (obtidos pelo módulo de elementos finitos do *Inventor*® [28]). Esta análise contempla o peso dos acessórios colocados no chassis, ou seja, é um teste à capacidade dos suportes do motor eléctrico e do depósito de óleo.

O peso do depósito é de aproximadamente 400N e por conseguinte o óleo ($\rho=800\text{kg/m}^3$) cujo volume é de aproximadamente 100L tem um peso de 800N, pelo que totaliza em conjunto $1200\text{N}=F_1$. Esta carga é dividida pelos quatro apoios do depósito e os resultados poderão ser verificados à frente.

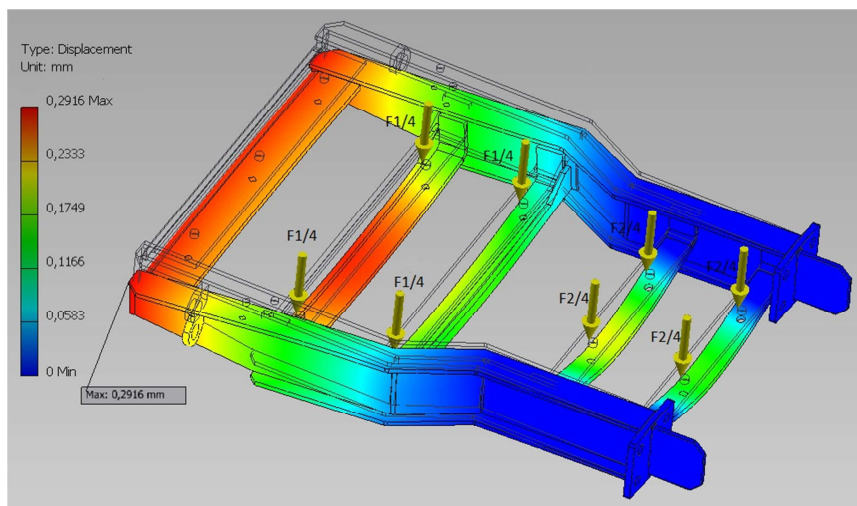


Figura 65 - Deslocamento provocado pelos acessórios no chassis traseiro

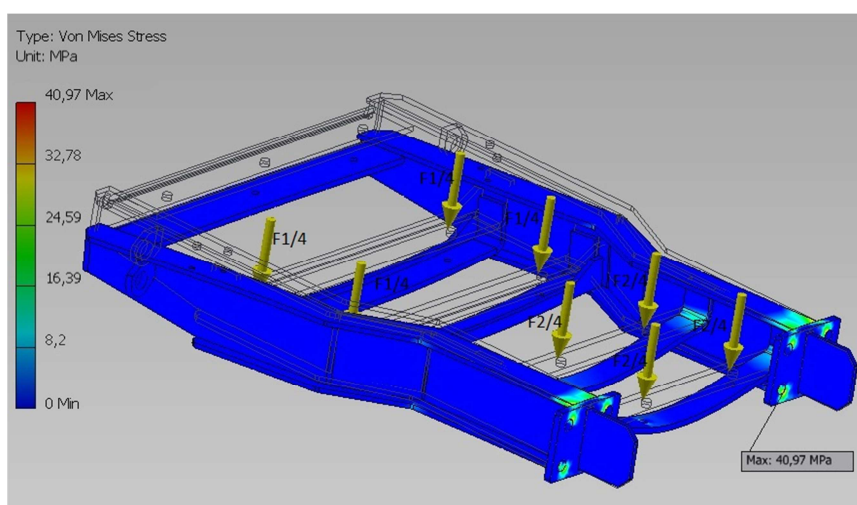


Figura 66 - Análise de esforços provocados pelos acessórios no chassis traseiro, critério de *Von Mises*

Como se pode observar obteve-se um deslocamento máximo de 0,29mm nos apoios do depósito de óleo. Tendo em conta o comprimento total do apoio (695mm) e que o apoio e o depósito são estacionários e solidários um ao outro, um deslocamento máximo de 0,29mm não é problemático em termos estruturais. Analisando as tensões máximas alcançadas (41MPa) e sabendo que o material utilizado é aço S355J2G3 [12] que tem uma tensão de cedência de 355MPa, ou seja, em muito superior à tensão máxima verificada, pode afirmar-se, pelos dois factores enunciados, que a estrutura tem resistência suficiente para suportar o depósito cheio de óleo.

A estrutura de apoio referente ao conjunto do motor eléctrico mais o agregado das bombas hidráulicas (barras da esquerda na Figura 66), cujo peso ronda os 600N=F2 e é igualmente distribuído por quatro apoios, é suficiente para suportar este conjunto, não se verificando deformações ou deslocamentos que comprometam a estrutura.

Continuando com a análise das partes críticas do chassis, analisou-se o chassis inferior (construído num conjunto à parte para facilitar a construção do conjunto global do chassis) pelo método dos elementos finitos recorrendo ao *software* indicado acima. Considerando o peso do conjunto superior de aproximadamente o peso total da máquina de 11500N por forma a ficar um pouco sobredimensionado, divididos pelas duas vigas, conseguiram-se os resultados observados para os deslocamentos máximos na Figura 67 e para as tensões máximas na Figura 68.

No âmbito dos deslocamentos, um deslocamento máximo de 0,03mm é considerado um deslocamento nulo. Sendo as traves construídas em aço S355J2G3 (aço escolhido devido às razões já referidas neste documento e por ser necessária rigidez adicional nestes componentes estruturalmente importantes, pois o peso da máquina estará assente nestas traves) com uma tensão de cedência de

355MPa, e apresentando a análise um valor máximo de tensões muito abaixo deste (17,8MPa << 355MPa) considera-se que a construção indicada nas Figura 67 e Figura 68 é suficientemente robusta para aguentar o peso próprio da estrutura.

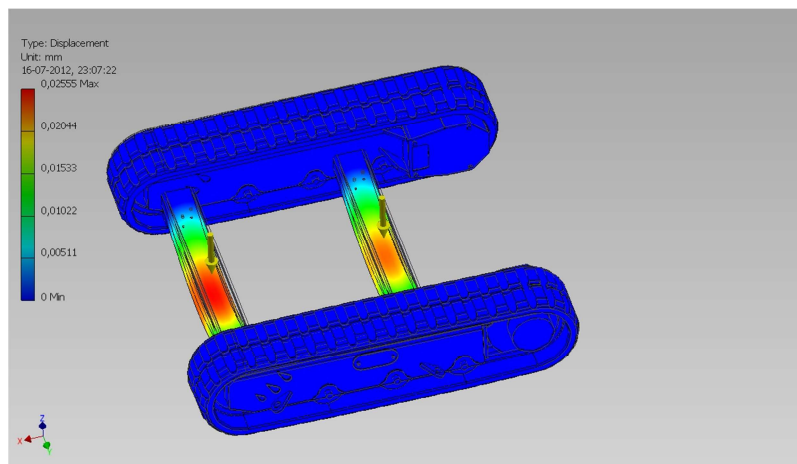


Figura 67 - Análise do chassis inferior, deslocamentos

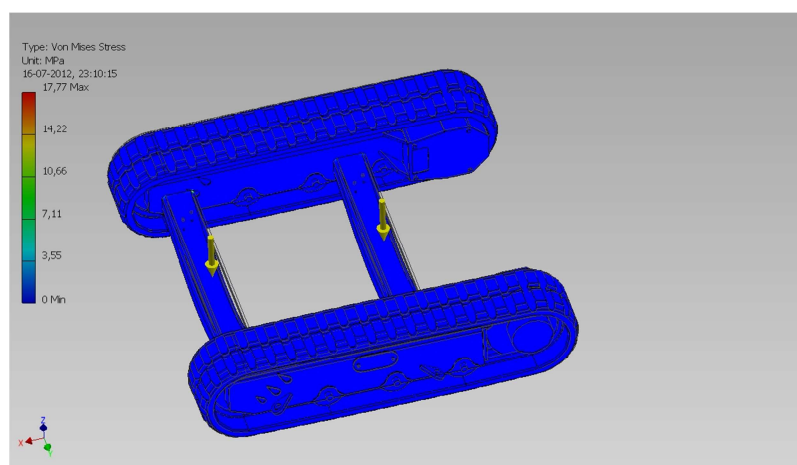


Figura 68 - Análise chassis inferior, tensões

5.4.3. Análise da unidade de rotação da broca

Esta análise contempla uma força aplicada no acoplamento de broca de $F=13000\text{N}$ e visto que o motor hidráulico está limitado a uma rotação de 60RPM, o seu binário está também limitado ao valor de $M=260\text{Nm}$ [30] (anexo IV).

Pela análise da unidade de rotação, obtiveram-se deslocamentos na ordem dos 0,03mm à tracção quando solicitado pela extracção das brocas (Figura 69) e as tensões pelo critério de Von Mises são na ordem dos 74MPa (Figura 70).

As tensões e deslocamentos produzidos não comprometem a estrutura pois a tensão de cedência é na ordem dos 355MPa, logo bastante acima dos 74MPa máximos, e o deslocamento de 0,03mm para esta estrutura é produzido com uma força aplicada de aproximadamente o dobro daquela que realmente será efectuada. Logo a estrutura não será comprometida por estas cargas.

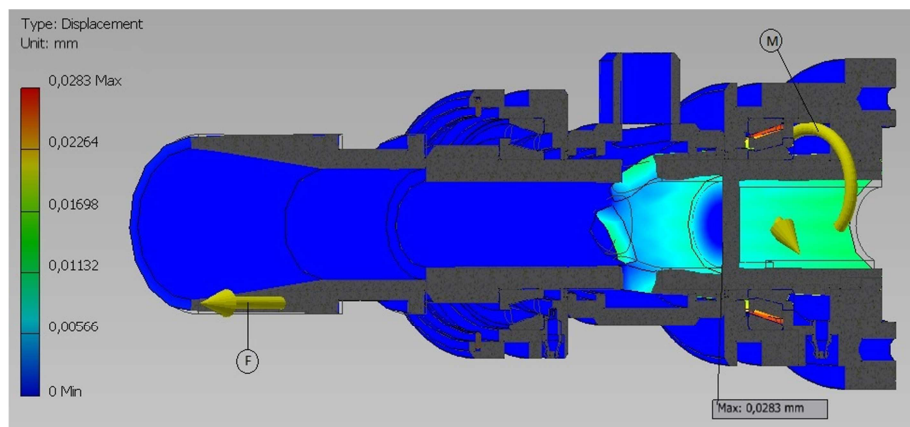


Figura 69 - Deslocamentos da unidade de rotação

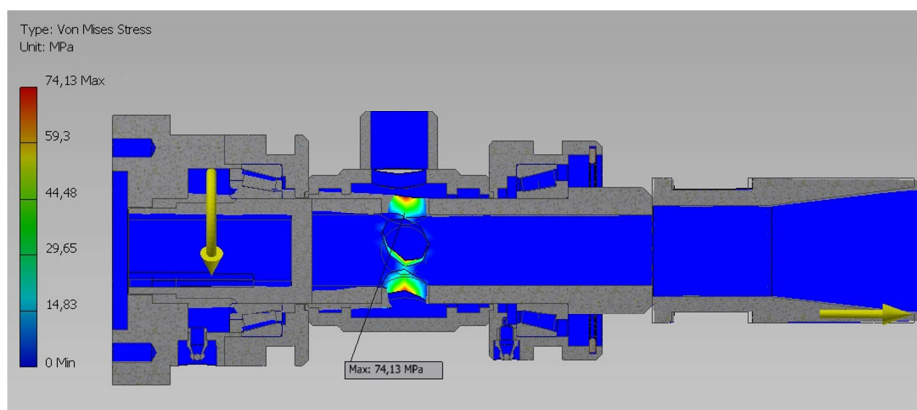


Figura 70 - Tensões *Von Mises* da unidade de rotação

5.5. Cálculos relativos aos sistemas e equipamentos hidráulicos

5.5.1. Sistemas hidráulicos - dimensionamento e diagrama de comando

A sonda apresenta vários motores e cilindros hidráulicos para efectuar os movimentos pretendidos. Após uma verificação de todos os caudais máximos dos dispositivos hidráulicos envolvidos (Tabela 7) e tendo em conta que os movimentos de rotação e de descida da broca são efectuados em simultâneo, chegou-se à conclusão de que o motor que produz a rotação da broca é o motor que necessita de maior caudal durante mais tempo (durante toda a operação de furação) (Consultar Anexo IV).

Tem-se motores hidráulicos de 100cc a 400cc, sendo o motor de 400cc o de maior caudal presente na unidade de rotação da broca. Como a máquina terá presente um encravamento hidráulico para ao se mover sobre as lagartas não se consiga fazer movimentos com a lança e torre e vice-versa, os movimentos serão faseados não apresentando assim movimentos em simultâneo que faça com que se necessite de um caudal maior que o fornecido ao motor de 400cc.

Por conseguinte o dimensionamento foi efectuado em função do caudal desse motor como se demonstra de seguida.

Tabela 7 - Dispositivos hidráulicos

Dispositivo hidráulico	Função	Caudal max. (L/min)	Localização na máquina
Motor 100cc	Movimento do carro vertical	90	Torre frontal
Motor 400cc	Rotação da broca	90	Unidade de rotação
Motor 100cc c/travão	Locomoção da máquina	30	Unidades de locomoção (lagartas)
Motor 100cc c/travão	Rotação da torre	90	<i>Sleedrive</i> frontal
Motor 125cc c/travão	Rotação da lança	90	<i>Sleedrive</i> chassis
Cilindro traseiro	Estabilização	Limite da bomba	Chassis traseiro
Cilindro dianteiro	Estabilização	Limite da bomba	Chassis dianteiro
Cilindro da lança	Elevação da lança	Limite da bomba	Lança
Cilindro da torre	Inclinação da torre	Limite da bomba	Torre

5.5.2. Dimensionamento da potência hidráulica

Pelos dados de fornecedores e por experimentação sabe-se que para efectuar os furos com martelo pneumático de fundo não serão necessárias mais que aproximadamente 60 RPM. Pelo que desta forma a rotação da broca fica limitada ao intervalo de [0;60] RPM.

Sabe-se também, a partir dos dados fornecidos pelo fabricante do conjunto de lagartas, que a pressão limite é de 150bar [18]. Esta será a pressão máxima de referência pois terá de ser assim adoptada para a velocidade que se pretende atingir durante a deslocação da máquina.

Sabe-se que o caudal necessário (Q) para o motor de 400cc será calculado pela equação (32) e será de 26,7 l/min.

$$Q = \frac{v.n}{1000.\mu v} \left[\frac{l}{min} \right] \quad (32)$$

Sabe-se ainda que a potência de accionamento (P) é dada pela equação (21), sendo o seu valor 9 kW.

$$P = \frac{\Delta p.Q.\mu g}{600} [kW] \quad (33)$$

Pela aplicação de (32) e (33) obteve-se uma potência de 9kW para o accionamento deste motor. Desta forma e devido ao facto deste motor ser o elemento hidráulico mais crítico em termos de potência e caudal máximos (são os de maior valor), pode afirmar-se então que a potência necessária para servir a perfuradora tem um máximo de 9kW.

A folha de especificações da máquina é apresentada em anexo (anexo II).

O circuito de comando contempla algumas regras como a utilização de válvulas de alívio de pressão e válvulas de sustentação de carga, de modo a respeitar os requisitos impostos pela norma EN 1494:2000 [21] e a Directiva Máquinas 2006/42/CE [23].

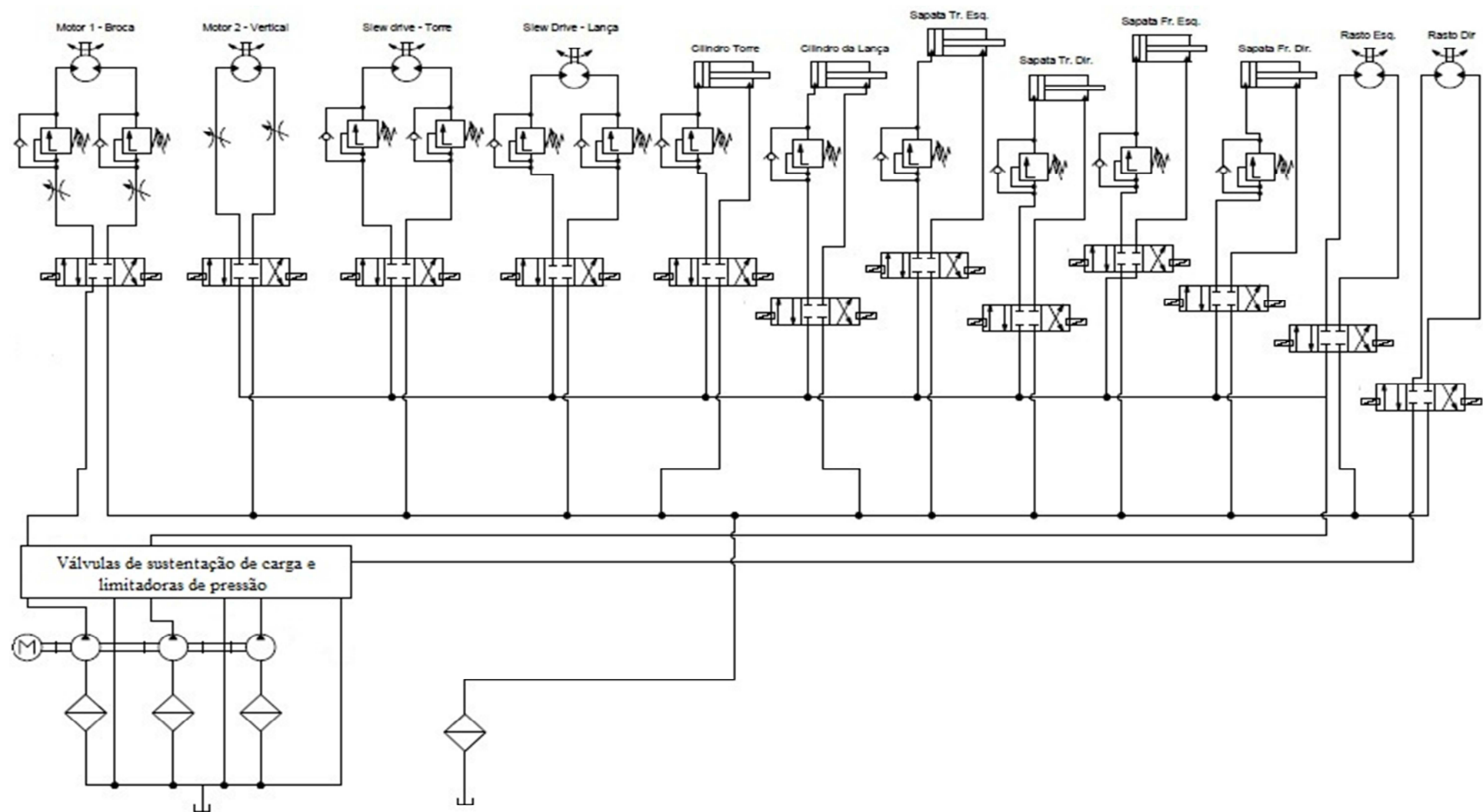


Figura 71 – Parte do diagrama do circuito hidráulico de comando e accionamento

Neste circuito de comando (Figura 71) verifica-se que existem os 12 movimentos já referidos. Para executar esses movimentos utilizam-se 3 bombas hidráulicas movidas por um motor eléctrico (dimensionado acima). Cada cilindro hidráulico tem uma válvula de sustentação de carga. Esta é uma medida de segurança que deve ser aplicada em cilindros hidráulicos por regra mas que é também uma imposição para a certificação CE por forma a assegurar que não existem movimentos inesperados que possam colocar o operador em risco.

Os movimentos das lagartas (*Rasto Esq.* e *Rasto Dir.*) são efectuados através de motores hidráulicos com travão fornecidos com o conjunto das lagartas [18], pelo que não necessitam de válvulas adicionais para garantir a sua paragem imediatamente após o comando de paragem ter sido actuado ou no caso de comando por manípulo, o movimento ser interrompido assim que se deixar de actuar o manípulo.

Os movimentos de rotação da lança e da torre são executados através de motores hidráulicos com ou sem travão, pelo que não tendo travão, é necessário intercalar válvulas de sustentação de carga nas linhas de pressão e retorno de modo a garantir que após a paragem dos componentes, não existe qualquer movimento inesperado que possa colocar em risco o operador.

Existem válvulas reguladoras de caudal intercaladas nas linhas de rotação da broca (motor 1 na Figura 71) e de movimento vertical (motor 2 na Figura 71). Esta válvula limita a velocidade de rotação dos motores limitando seu caudal. Assim consegue-se controlar o movimento, em que no motor 1 está limitado a 60RPM e no motor 2 a velocidade é controlada pelo operador.

Existem 3 filtros de óleo que garantem a boa qualidade do fluido hidráulico nas linhas. Estes filtros localizam-se em cada uma das linhas de aspiração e na linha de retorno.

5.5.3. Dimensionamento do depósito de óleo

O depósito de óleo deve obedecer a uma série de requisitos tais como, conter o volume de óleo total de toda a instalação, dissipar o calor gerado pelas perdas de energia na instalação, remover o ar não dissolvido, decantar partículas poluentes.

De forma a conseguir dissipar o calor gerado existe uma regra prática que indica que o volume necessário para instalações estacionárias deve igual ao gerado pelo caudal máximo (em l/min) num intervalo de três minutos [30]. Deve também contemplar-se um volume de ar entre 10% a 15% do volume total do depósito de óleo.

O caudal máximo na instalação da perfuradora corresponde ao caudal do motor de 400cc, e assim chega-se ao volume máximo contemplando o caudal do motor de 400cc, um volume livre de 10% e tendo também em conta a forma dimensional e espacial. Chegou-se a um volume de aproximadamente 100L. Sendo que o volume se baseia em uma regra prática [30 e 31], as dimensões do depósito terão de ser testadas em protótipo de modo a verificar se a dissipação de calor é a suficiente.

5.5.4. Determinação do número de dentes para os carretos da caixa redutora

Para efectuar o movimento vertical na torre é necessário aplicar um motor hidráulico acoplado a uma caixa redutora. Este facto deve-se à utilização de motores de pequenas dimensões e por conseguinte pequenas cilindradas, de modo a se obter uma torre compacta e o mais leve possível. No entanto quanto mais baixa for a cilindrada deste motor, menos força de extracção se terá na máquina, pelo que é necessário aplicar uma caixa redutora e determinar os carretos a utilizar (figura 73). Sabe-se que o número de dentes no carreto final é de $Z_3=10$ e que o diâmetro primitivo desse carreto é de $dp_3=82,19\text{mm}$.

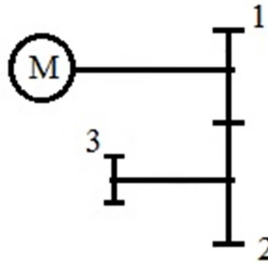


Figura 72 - Determinação do número de dentes dos carretos com base em [32] e [33]

O módulo dos carretos relaciona-se com o número de dentes e o diâmetro primitivo pela equação (34).

$$m = \frac{dp1}{z1} = \frac{dp2}{z2} \quad (34)$$

Os diâmetros primitivos dos carretos são relacionados com o número de dentes e com o número de rotações do motor pela equação (35).

$$\frac{dp1}{dp2} = \frac{z1}{z2} = \frac{n2}{n1} \quad (35)$$

A relação de transmissão a utilizar é calculada através da equação (36) em que a =distância entre-eixos.

$$dp1 + dp2 = 2 \cdot a \quad (36)$$

Admitiu-se uma cilindrada para o motor tendo em conta as suas dimensões e por conseguinte retiraram-se os dados necessários do fabricante [29]. Sabe-se, de capítulos anteriores, que é necessário elevar um máximo de 6500N e aplicou-se um pinhão de ataque com $z=10$ para atacar na corrente. Ligando esta roda dentada directamente ao motor obtém-se $M1=305Nm$, $n1=750RPM$ e por fim tem-se,

$$F_1 = \frac{M1}{b} = 3710,9N \quad (37)$$

Esta força que não é suficiente para elevar a carga total. A aplicação de pinhões de menor diâmetro e número de dentes não é aconselhável pois para a corrente de 1" aplicada (corrente de transmissão comum na empresa, seleccionada por necessidade de uniformização de alguns componentes entre os vários modelos de máquinas) esses tamanhos saem fora do padrão comum e apresentam um desgaste superior [33]. Por este facto, tem de se aplicar uma redução ao motor através de um conjunto de carretos.

Tem-se,

$$i = \frac{F_3}{F_1} = \frac{6500}{3710,9} = 1,8 \cong 2 \quad (38)$$

Considera-se então por (38) a relação de transmissão necessária a aplicar ao motor seleccionado como $i=2$. Por conseguinte vem que,

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{750}{2} = 375 \text{ RPM} \quad (39)$$

Sabendo o valor de n_2 por (39) aplica-se o sistema presente em (40) sabendo que a distância entre-eixos é $a=100mm$ devido a limitações de espaço (pretende-se uma unidade o mais compacta possível), e retira-se o número de dentes necessário para o carrete motor e para o carrete movido para cumprir a relação de $i=2$.

$$\begin{cases} \frac{dp1}{dp2} = \frac{n_2}{n_1} \\ dp1 + dp2 = 2.a \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} dp1 = 66.7mm \\ dp2 = 133.3mm \end{cases} \quad (40)$$

São utilizados carretos de módulo 4 por serem carretos resistentes e ao mesmo tempo por a empresa ter facilidade em obter carretos com esta especificação devido a utilizarem-nos noutro tipo de equipamentos. Então com $m=4$ tem-se,

$$m = \frac{dp}{Z} \Rightarrow Z = \frac{dp}{m} \text{ [dentes]} \quad (41)$$

Por (41) tem-se o número de dentes para cada carreto em que o carreto motor tem,

$$Z_1 = \frac{dp1}{m} = 17 \text{ dentes} \quad (42)$$

E para o carreto movido vem,

$$Z_2 = \frac{dp2}{m} = 33 \text{ dentes} \quad (43)$$

Em conclusão, recomenda-se a então a aplicação de uma caixa redutora com uma relação de transmissão de 2:1 ou neste caso a utilização de um carreto motor com $z=17$ dentes (42) e um carreto movido com $z=33$ dentes (43).

6. Optimização estrutural

6.1. Introdução

A optimização de estruturas é actualmente um processo muito importante e vantajoso em projecto. É um método iterativo que permite aos projectistas efectuarem uma análise, impondo limites às variáveis necessárias, em que o resultado será uma optimização das funções utilizadas. Estas funções podem ser, como exemplo, o peso ou as dimensões de uma estrutura.

Como se sabe, os recursos devem ser o melhor aproveitados possível e racionalmente aplicados por forma a evitar desperdícios. A esta necessidade acresce o facto de com estruturas optimizadas as empresas evitarem maiores gastos, pois logicamente será mais benéfico investir menos em matéria-prima e consumíveis no método de produção. Com estruturas mais leves e igualmente resistentes sem se alterar a matéria-prima utilizada, conseguem-se processos produtivos mais rápidos e menos onerosos pelo que as empresas têm muitas vantagens ao investirem na área de projecto e em programas de optimização de estruturas.

As análises de optimização são efectuadas após o cálculo das reacções e forças aplicadas em uma estrutura pois deste modo consegue-se a convergência da função a optimizar para os mesmos valores de forças, isto é, para um conjunto de forças aplicadas pretende obter-se valores mínimos das funções analisadas por forma a optimizar a estrutura e dimensioná-la da melhor forma possível. Ao convergir para um certo valor a função optimizada deve ser olhada com sentido crítico pois uma optimização excessiva poderá dever levar ao colapso da estrutura, por exemplo se se reduzir em demasia o material utilizado em certo ponto da estrutura. Deverá também ter-se em conta os materiais utilizados e a sua qualidade, pois num dimensionamento óptimo o que acontece na generalidade dos casos é obter-se uma estrutura com o mínimo de material possível, o que pode levar por vezes a um dimensionamento “à pele”. Por este facto, torna-se extremamente importante que exista um critério de selecção para as variáveis da função e seus limites. Esse critério pode prender-se com a espessura de uma chapa, um tamanho de um perfil entre outras variáveis. Deve limitar-se os valores com sentido crítico e senso comum, por exemplo ao seleccionar limites para uma lança de uma escavadora hidráulica de 5 toneladas, não será de bom senso ponderar a utilização de chapas de aço de construção comum com 5 ou 6mm de espessura pois será muito provável o colapso da estrutura. O que se pretende chamar a atenção é que os limites para a função devem ser ponderados e posteriormente confirmados para que não se caia no erro de utilizar medidas que não façam sentido dentro do contexto de aplicação da estrutura.

A Figura 73 demonstra a evolução de um sistema [34], desde a entrada das necessidades e objectivos do problema até ao projecto final, passando por várias versões do projecto e pela eventual construção de protótipos.

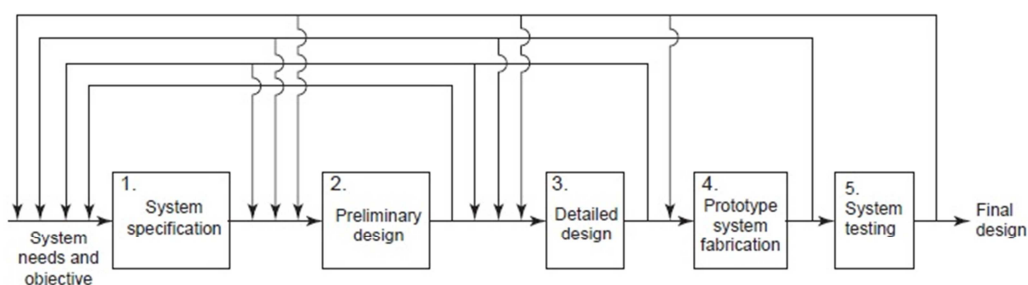


Figura 73 - Evolução de um sistema [35]

6.2. Modelo simplificado da lança

No âmbito desta dissertação, tentou mostrar-se que existe o potencial de optimizar as estruturas da perfuradora. Sendo uma construção em aço e tendo vários tipos de perfis, pensou-se que após o dimensionamento primeiramente efectuado, existiria a possibilidade de optimizar as principais estruturas, assim como a torre de perfuração, a lança e o chassis.

Optou-se por analisar a lança, pois é um componente crítico e um dos mais pesados, pelo que tentou otimizar-se o seu peso. Para isso, e como a lança é construída com chapas cortadas, calandradas e soldadas, considerou-se como variável a espessura das chapas (e), a largura total da lança (b) e o seu comprimento (L). As dimensões indicadas podem ser observadas na Figura 74, sendo dimensões formuladas empiricamente e por limitações espaciais servem de valor de controlo ou valor de partida. Os olhais de apoio dos cilindros hidráulicos contém a forma visualizada na Figura 74 devido a opção estética e funcional, isto é, tem o formato exemplificado devido à sua função de conter um ponto de articulação para os cilindros hidráulicos e ter também comprimento para o cordão de soldadura para que não exista arrancamento do olhal quando submetido a esforços e evitar a ocorrência de concentração de tensões no cordão.

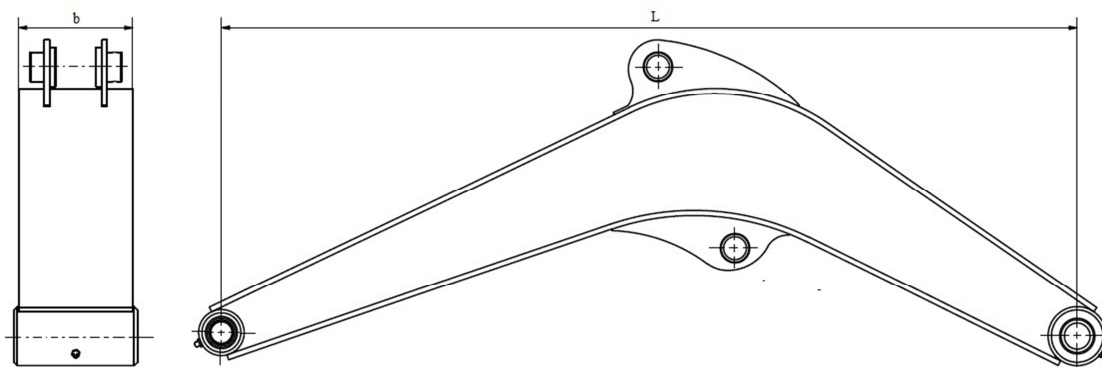


Figura 74 - Comprimento (L) e largura (b) da lança

Para cumprir com este objectivo, utilizaram-se em conjunto o *software* de análise de elementos finitos *Ansys*® [35] e o *software* de cálculo *Matlab*® [36]. Após definir as reacções presentes na lança (Figura 75) elaborou-se um modelo simplificado e efectuou-se a análise de elementos finitos. O modelo simplificado não contempla as extremidades deixadas para receberem os cordões de soldadura nem contempla o espaçamento entre as orelhas para os cilindros hidráulicos pois estas dimensões não afectam directamente a resistência da estrutura. Também não contempla as extremidades em cilindro oco pois esta é uma solução construtiva que pode ser obtida por outros meios que não o uso de tubos considerando-se assim extremidades abertas de modo a simplificar o modelo em análise. Por sua vez a resistência do conjunto não será afectada de modo crítico por esta omissão. Uma última simplificação foi executada considerando-se as orelhas sem furos, pois por simplicidade de modelo e por não constituir uma alteração crítica à resistência da estrutura tomou-se esta opção como válida para este modelo.

Na Figura 75 pode observar-se a aplicação de forças (F_1 , F_{2x} e F_{2y}) e constrangimentos (R_{ax} e R_{ay}) aplicados. Estas forças e reacções foram calculadas segundo os métodos tradicionais de cálculo de estruturas, através do diagrama de corpo livre da estrutura e analisando-o sabendo que a força considerada na broca corresponde a 13000N. Esta força foi considerada com base no cálculo da força de extracção efectuado no capítulo 5.2.1. e aplicando-lhe um factor de segurança de 2 e assim obteve-se a força de 13000N que corresponde a cerca do dobro da força de extracção a que a lança deverá resistir enquanto elemento estrutural crítico nesta construção.

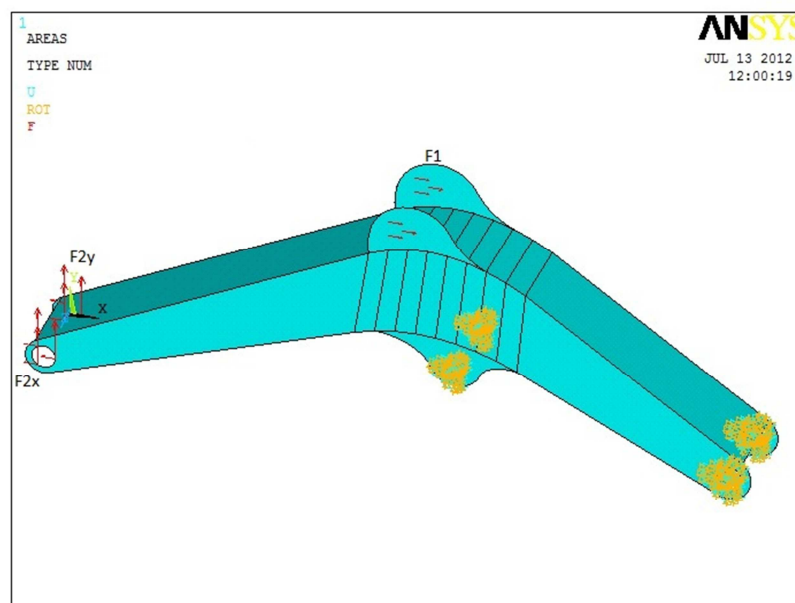


Figura 75 - Modelo simplificado da lança com respectivas forças aplicadas

6.3. Análise

A partir deste modelo simplificado e com o auxílio da ferramenta *GATool* do software *Matlab*® [36] pôs-se em marcha a optimização. Isto é, após elaborar o programa em *Matlab*® [36] que efectua a análise de elementos finitos interagindo com o *Ansys*® [35] e que apresenta os resultados daí obtidos, parametrizou-se a ferramenta *GATool* que proporciona a possibilidade de, iterativamente fazer a função convergir para um valor óptimo de modo a atingir esse valor após um certo número de iterações. Neste caso da lança, o valor a optimizar será a massa do conjunto, pelo que se pretende obter um valor mínimo. Com este modelo simplificado e depois de operacional pretende provar-se a existência de potencial para optimizar a estrutura. Limitou-se a escolha da espessura das chapas a 6mm, 8mm, 10mm e 12mm pois utilizou-se chapas de 8mm à partida e considerou-se colocar uma medida abaixo para a análise de optimização e duas medidas de espessura acima. Após os resultados obtidos chegou-se à conclusão que a solução óptima não passaria por espessuras fora desse intervalo de valores, estando assim em concordância com o que fora imposto. Impuseram-se também limites às duas dimensões variáveis consideradas, $150\text{mm} \leq b \leq 400\text{mm}$ e $1300 \leq L \leq 2000$, e correu-se o programa. Tendo por base os valores apresentados na Tabela 8, após efectuar as 100 iterações obtiveram-se os resultados constantes da Tabela 9. Estes resultados são admitidos como solução óptima para o problema tendo em conta que se pretende optimizar a estrutura pelo mínimo de peso desta. Na Figura 76 tem-se o gráfico representativo da evolução do processo de optimização para este caso em que se pretende diminuir a massa total da estrutura. Pode observar-se que o algoritmo gera soluções aleatoriamente e regista a melhor posição encontrada para a função que se quer minimizar convergindo para esse valor, considerado o valor óptimo para a função.

A Figura 77 representa um ciclo de optimização para uma estrutura, neste caso a estrutura da lança em que se conclui que o algoritmo depois de calcular um valor analisa se é a melhor solução e caso não o seja, atribui novos valores às variáveis e executa nova análise e executa o ciclo até conseguir uma convergência de valores para neste caso, o mínimo de massa (m) baseado num deslocamento entre 5 e 10mm.

Depois desta análise e de obter os valores óptimos para a função que define o menor peso da estrutura da lança, procedeu-se a um pequeno estudo económico por forma a poder provar-se que a optimização é realmente uma ferramenta a utilizar em fase de projecto neste e outros casos semelhantes. Este assunto será abordado no capítulo 6.4.

Tabela 8 - Valores iniciais adoptados empiricamente

Espessura Chapa (mm)	Largura b (mm)	Comprimento L (mm)	Massa (kg)
8	156	1319,5	72,2

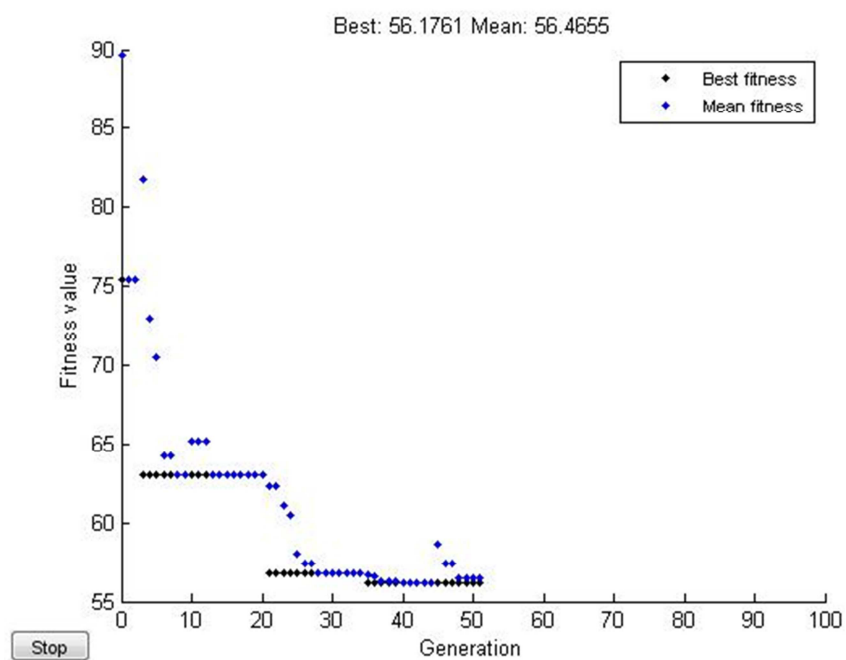


Figura 76 - Ilustração da progressão do algoritmo (*best fitness*), mostrando o valor médio e o melhor valor alcançado

Tabela 9 - Valores optimizados

Deslocamento YY (mm)	Espessura Chapa (mm)	Largura b (mm)	Comprimento L (mm)	Massa (kg)
6,8	8	166,7	1300	56,2

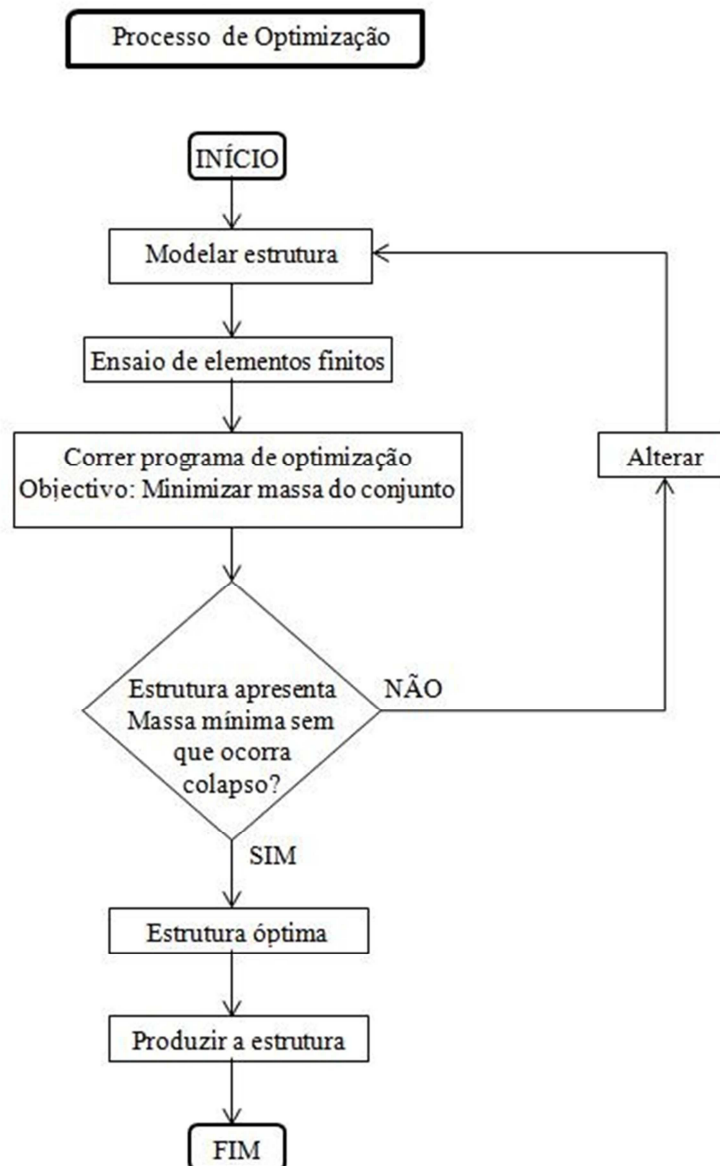


Figura 77 - Fluxograma representativo do processo de optimização de uma estrutura

6.4. Análise económica

Com este pequeno subcapítulo pretende demonstrar-se a potencialidade da optimização. O aço de construção tem um preço por quilograma ao qual acresce o valor da mão-de-obra e dos processos de transformação a que está sujeito. Por conseguinte cada peça integrante da estrutura tem um valor associado.

No caso da estrutura da lança considera-se que os processos de manufactura utilizados para obter cada uma das peças e no fim, o conjunto final lança, são todos iguais e executados exactamente da mesma forma.

É necessário observar que foi adoptada uma solução primária em que as decisões tomadas na construção da lança foram tomadas com base no conhecimento empírico e por análises de elementos finitos. Essa solução, apesar de poder estar muito aproximada da solução óptima, dificilmente o será. Então, tem-se um modo de comparação. Comparando a massa da estrutura primeiramente definida com a massa da estrutura optimizada consegue obter-se, pelo custo do aço por quilograma, uma muito aproximada noção da potencialidade da optimização em estruturas metálicas.

Na Tabela 10 é mostrada uma síntese dos valores para a estrutura primária (estrutura orig.) e para a estrutura optimizada (estrutura opti.) para que se possam comparar.

Tabela 10 - Valores para comparação

	Estrutura orig.	Estrutura opti.	Diferença
Massa (kg)	62	56,2	5,8 (9,4%)
Custo (€) *	43,40	39,34	4,06 (9,4%)

*Com base no valor médio de 0.70€/kg de aço.

Como se pode observar, a estrutura da lança tem a potencialidade de ser otimizada pois a diferença de custos é substancial. Deve optar-se por investir, no futuro, num estudo mais profundo e pormenorizado melhorando o modelo simplificado e utilizando-o para efectuar as análises de optimização por forma a obter um valor o mais aproximado da realidade possível.

Espera-se a aceitação no mercado para a construção de aproximadamente 5 perfuradoras por ano, número que se espera que venha a aumentar. O valor da diferença de custos pode considerar-se como redução de despesa, ou seja, redução do preço de custo na medida em que se poupam recursos humanos e materiais. Neste caso só se contempla a melhoria em termos de peso, no entanto o modelo tem potencialidade para ser mais aproximado da realidade introduzindo outros factores como o tempo de mão-de-obra e método de produção entre outros.

Pela Tabela 11 observa-se a diferença para pequenas e médias séries de máquinas produzidas. Este método aplicado apenas à lança, pode não ter expressão no valor total da máquina, no entanto, aqui prova-se que a optimização pode e deve ser utilizada em toda a estrutura da perfuradora, isto é, o método pode ser estendido às restantes partes e componentes da estrutura. Se apenas na lança se economiza cerca de 9% de material, aplicando o mesmo método a toda a máquina pode chegar-se a uma estrutura leve, economizando grandes percentagens de material (tendo em conta todos os constituintes da máquina) levando assim a uma expressiva redução nos custos de produção.

Se ainda se considerar que com as dimensões optimizadas se economiza na mão-de-obra e nos processos de transformação, pois não se consome tanta energia e consumíveis para a construção das peças constituintes e do conjunto total tem-se então uma optimização da estrutura e uma redução de custos de produção significativas e expressivas que merecem a atenção dos responsáveis para implementarem este método em toda a estrutura da máquina.

Demonstra-se assim que a optimização de estruturas metálicas é compensatória, apesar dos custos inerentes a este processo que passam pela aquisição de software adequado, e que esta deve estar presente na execução de qualquer projecto.

Tabela 11 - Valores para séries de máquinas

Nr. Máquinas/ano	Antes opti. (€)	Após opti. (€)	Diferença (€)
5	217	196,70	20,30
20	868	786,80	81,20
50	2170	1967	203

7. Marcação CE

A marca CE é de extrema importância em equipamentos e máquinas que circulam no espaço europeu. As máquinas certificadas com esta marca, podem circular e comercializar-se no espaço europeu sem qualquer restrição. Por conseguinte a sonda em estudo deverá contemplar o processo de certificação e marcação CE [22]. Esse processo deverá cumprir com a directiva máquinas e normas harmonizadas para a segurança de máquinas. Deverão constar também nesse processo, os cálculos relevantes para o bom funcionamento da máquina e os cálculos de estabilidade como também do dimensionamento das partes potencialmente perigosas tais como, elementos de ligação de partes móveis que podem colocar em risco o operador em caso de colapso, as próprias partes móveis constituídas por assemblagem de conjuntos em que algum componente pode falhar, o próprio chassis da máquina que deve suportar todas as solicitações sem colocar o operador em risco, entre outros constituintes da máquina que possam representar perigo para o operador em caso de falha. Esses cálculos, testes e simulações foram referidos no ponto 5.

Segundo o decreto-lei n.º 103/2008 e a directiva 2006/42/CE [23] para uma máquina poder ser colocada no mercado e poder conter a marca CE tem de cumprir alguns requisitos, tais como os seguintes:

- Processo de fabrico contendo:
 - Uma descrição geral da máquina;
 - Desenho de conjunto (anexo II) e desenhos do circuito de comando (Figura 71, Cap. 5.3.1.);
 - Desenhos de pormenor com notas de cálculo e resultados de ensaio (cap. 5);
 - Documentação relativa à saúde e segurança contendo uma lista dos requisitos essenciais aplicáveis à máquina e a descrição das medidas de segurança adoptadas de modo a eliminar ou reduzir os perigos e riscos identificados;
 - Indicação das normas harmonizadas utilizadas (cap. 8);
 - Relatório técnico com os resultados dos ensaios efectuados pelo fabricante (a ser efectuado depois da construção do protótipo);
 - Manual de instruções da máquina (elaborado após os resultados dos ensaios, pelo que sai fora do âmbito desta dissertação);
 - Exemplar da declaração de conformidade CE (a elaborar pelo responsável pela marcação CE das máquinas *FRAVIZEL*).

Com estes requisitos preenchidos, a máquina pode ostentar a marca CE e obter assim o necessário livre-trânsito para a sua comercialização no espaço Europeu.

**Para mais informações, consultar a directiva 2006/42/CE [23].*

8. Normas e Directivas

De acordo com o ponto anterior existe a quase obrigatoriedade de seguir a informação da directiva máquinas como também de normas harmonizadas consideradas relevantes. Isto é, não existe a obrigatoriedade de aplicar as regras presentes nos referidos documentos. No entanto e para permitir o livre comércio de qualquer máquina, a nível europeu, estas directivas e normas devem ser aplicadas sempre que possível. Isto serve também como um meio de protecção e/ou guia de segurança para qualquer projectista ou construtor, sendo uma mais-valia em termos comerciais, pois uma máquina certificada é sinónimo de máquina segura para o operador e para a envolvente em cenário de trabalho.

A directiva máquinas 2006/42/CE [23] estabelece que “O custo social decorrente do elevado número de acidentes directamente provocados pela utilização de máquinas pode ser reduzido através da integração da segurança na concepção e no fabrico das máquinas, bem como através de uma instalação e de uma manutenção correctas.”.

Não existindo uma norma específica para perfuradoras de fundo furo, aplicaram-se algumas outras normas harmonizadas que por analogia ou aplicação directa ajudaram a definir alguns componentes integrantes da máquina.

As normas e directivas utilizadas estão sintetizadas no quadro representado na Tabela 12.

Tabela 12 - Quadro de normas harmonizadas consultadas

Norma	Requisitos	Limites
EN 1494:2000 [21]	Paragem do hidráulico em qualquer posição	Evitar movimento indesejado por perdas de carga nos cilindros
	Utilizar <i>relief valves</i>	Pressão hidráulica limitada a 150bar
EN 791:1995 [37]	Estabilidade em transporte e em trabalho	Evitar capotamento lateral, frontal e traseiro quando em transporte ou em trabalho; Margem de segurança de 10°
EN 349:1993 [38]	Protecção de operador	Distâncias mínimas para evitar esmagamento, prisão, ou corte do operador
EN 12717:2001 [39]	Paragem da rotação da broca	Em menos de uma volta para $n \leq 250$ RPM
DIR. 2006/42/EC [23]	Operador deve conseguir ver as extremidades da máquina antes de a mover	
	Não devem ser possíveis movimentos involuntários da máquina enquanto o motor está a arrancar	
	Só se move por acção continua nos comandos	
	A velocidade da máquina deve ser adequada à de um operador a pé	$V \leq 2\text{m/s} \pm 2$
	A máquina deve ser estável tanto em trabalho como em transporte	<i>*Ver norma EN 791:1995</i>
	Cilindros hidráulicos e acessórios devem ser dimensionados de modo a suportarem as cargas máximas a que são colocados	Coefficiente de segurança min=1,5
		<i>*Ver norma EN 1494:2000</i>
<i>*Para mais informação, consultar directiva máquinas 2006/42/CE[22]</i>		

9. Discussões e conclusões

Sendo este um projecto de uma nova máquina para a empresa, deve efectuar-se um modelo protótipo desta por forma a verificar e ensaiar todos os sistemas e soluções. No entanto, a solução parece estar muito próxima da resposta às necessidades do cliente tal como se pretendia. Há ainda algumas considerações e melhoramentos a fazer durante e após a construção do protótipo.

Uma dessas verificações deve ser efectuada ao nível dos estabilizadores. No caso de se verificar que os estabilizadores traseiros ao serem arrastados, acidentalmente, demonstrem uma flecha acentuada deve considerar-se a aplicação de guiamento às hastes. Desta forma as forças serão transmitidas ao guiamento e não directamente à haste, o que faz com que se reduza ou elimine por completo a flexão.

Deve verificar-se as folgas existentes entre as partes móveis por forma a efectuar um controlo de qualidade e confirmar que a folga é suficiente.

No que diz respeito ao capítulo de optimização, provou-se que se pode melhorar em muito a estrutura da máquina. Assim consegue reduzir-se custos de produção e de matéria-prima sem comprometer a integridade estrutural. A optimização do equipamento é um processo que deve ser acompanhado de perto pelo construtor pois sendo simples compensa o investimento efectuado nesta área.

Algumas cargas geradas na máquina durante o seu trabalho são desconhecidas, pelo que considerações foram realizadas de modo a obter-se uma aproximação fiel da realidade.

Muitas decisões são tomadas empiricamente durante um projecto. Estas decisões não podem ser tomadas como inválidas, mas sim verificadas e confirmadas experimentalmente. Após todas as verificações e testes devem ser efectuadas correcções se necessário.

O processo evolutivo de uma máquina deste tipo é complexo e demorado, podendo levar anos a atingir a perfeição. Em cada modelo executado aprende-se algo e com isso surgem melhoramentos momentâneos que devem ser colocados em prática por forma a evoluir o equipamento. Dito isto, tudo o que fora apresentado nesta dissertação deve ser tido em conta e olhado com sentido crítico em modelos futuros da perfuradora, permitindo sempre que possível, a execução de melhoramentos. Esses melhoramentos devem contemplar a opinião de quem irá operar a máquina em pedreira por forma a ir de encontro com as suas necessidades. Só assim se conseguirá um produto altamente eficiente, pois os operadores são quem mais conhece o trabalho a realizar e quem melhor pode mencionar pormenores úteis ao seu serviço.

Foram realizados alguns testes após a construção da máquina. No entanto, não foram realizados todos os estudos e testes necessários para reunir todos os dados em termos de resistência geral da máquina. Alguns dados serão retirados ao longo do tempo de trabalho efectivo da máquina enquanto outros são retirados no imediato. Alguns desses dados foram recolhidos logo após se verificar a funcionalidade do protótipo. Foi retirado o peso total real da máquina, assim como a pressão recomendada para o funcionamento do martelo pneumático de 55mm e também a velocidade de perfuração. Na Tabela 13 indicam-se os dados recolhidos após os testes.

Tabela 13 - Dados característicos recolhidos após construção do protótipo ao perfurar calcário *Moca*

<i>Descrição</i>	<i>Valor esperado</i>	<i>Valor verificado</i>
<i>Peso</i>	$\leq 1500\text{kg}$	Aprox. 1400kg
<i>Pressão de trabalho recomendada para o martelo</i>		20bar
<i>Velocidade de perfuração</i>	Aprox. 18 m/h a 7bar	Aprox. 15 m/h a 7 bar

No teste em ambiente de pedreira ao perfurar calcário *Moca*, foram realizados três furos com cerca de 5m de profundidade cada em que a perfuradora apresentou uma boa capacidade de manobra e funcionalidade, apresentando também suavidade nos seus movimentos e a rigidez necessária na torre para o trabalho. Verificou-se também que não existe flambagem dos estabilizadores traseiros nas condições descritas em 5.3.3. e foi verificado se nenhum cilindro hidráulico sofria do fenómeno denominado “decaimento”, isto é, verificou-se se os cilindros aguentavam a pressão e se se mantinham no lugar em que foram deixados após desligar a máquina. Deverão ser realizados testes

pormenorizados a toda a estrutura e verificações adicionais como por exemplo qual o ângulo máximo que a perfuradora consegue escalar e/ou trabalhar sem haver perigo de capotamento.

O cliente mostrou-se satisfeito com a solução apresentada, tendo apenas referido alguns aspectos a melhorar. Este facto indica que a perfuradora terá boa aceitação entre os clientes e entre os operadores de máquinas.

Toda e qualquer peça apresentada neste documento pode sofrer alterações no futuro com vista a melhorar o funcionamento do conjunto.

O projecto pode ter maior viabilidade ao apresentar a opção de utilizar como fonte de energia, além da energia eléctrica, a energia fóssil através de um motor *diesel*. No entanto essa questão apenas será abordada após a validação do protótipo com motor eléctrico por opção da empresa patrocinadora.

A sonda poderá ter, no futuro, várias configurações possíveis, com vários tamanhos de martelos e *bit's* bem como outro tipo de especificações pretendidas pelo cliente. No presente caso o projecto foi assente na aplicação de um martelo de 3" contudo, permitindo a aplicação de outros martelos de menor diâmetro. O primeiro cliente envolvido neste projecto exigiu um martelo de dimensões reduzidas, de 1", pelo que apenas foi necessário alterar o guiamento e o acoplamento das brocas. Esta função permite que a máquina seja versátil ao ponto de ir ao encontro das necessidades tão próprias de cada cliente, alterando-se apenas pequenos e simples componentes, não encarecendo o custo de produção e/ou de projecto.

Espera-se que esta máquina perfuradora se instale no mercado, seja bem aceite entre os potenciais clientes e com isso tenha uma evolução gradual ao longo dos anos, com várias versões e actualizações, que a permitam atingir um estado de arte e fiabilidade superiores, colocando assim a *FRAVIZEL* na liderança do mercado de perfuradoras de fundo.

10. Referências

- [1] Guia Técnico – Sector da Pedra Natural, *INETI* – Instituto Nacional de Engenharia e Tecnologia Industrial, Engº José Miguel Figueiredo (Coordenação), Lisboa, Setembro 2001;
- [2] Problemas gerados pela extracção de rochas e propostas para mitigação do impacto sonoro, Tito Luiz de Araujo Neto, Rio de Janeiro-Brasil, Junho 2006;
- [3] *SOLANCIS*, Exploração e transformação de rocha natural, <http://www.solancis.com/en/stone-quarries/stone-origins> consultado em 21.01.2012;
- [4] *PERFORA*, <http://www.perfora.it/prodotto.php?lang=eng&ID=117> consultado em 28.01.2012;
- [5] *POEIRAS-Máquinas e Ferramentas*, <http://www.poeiras-mf.pt/fabricamos.htm#> consultado em 28.01.2012;
- [6] *MARINI - Quarries Group*, http://www.mariniqg.it/explorer_eng.html consultado em 28.01.2012;
- [7] *SEGEDA*, <http://www.segeda.com/pt/obra-civil-y-mineria/mini-orugas-epo> consultado em 28.01.2012;
- [8] *BULROC*, Brocas e martelos pneumáticos, http://www.bulroc.com/technical_data.html consultado em 21.01.2012;
- [9] *HALCO ROCK TOOLS*, Martelos e acessórios de fundo furo, <http://www.halcorocktools.com/products/drill-bits.aspx>, consultado em 10.02.2012;
- [10] *TECNOGIRO*, <http://www.tecnogiro.com/>, consultado em 10.02.2012;
- [11] *America West Drilling Supply*, <http://www.americawestdrillingsupply.com/SwivelsTopHeadDrives.asp> consultado em 28.01.2012;
- [12] EN 10025:2004, *European structural steel standard*;
- [13] *FRAVIZEL* – Metalomecânica, <http://www.fravizel.com> consultado em 20.01.2012;
- [14] *Aesthetics considerations in evolutionary computer aided design*, Keith Case, M.S. Abdul Karim;
- [15] *Aesthetic response and the influence of design principles on product preferences*, Robert W. Veryzer, University of Florida;
- [16] *Design criteria based on aesthetic considerations*, Bente Dahl Thomsen;
- [17] *Implementation criteria of industrial design as a means of increasing the level of machine tools*, Miroslava JENDREJOVÁ, Department of Production Systems and Robotics, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Košice;
- [18] *Gemmo Group*, <http://www.gemmogroup.it/gemmogroup.asp> consultado em 31-09-2012;
- [19] *Materiais de Construção I - Rochas Naturais*, Artur Zeferino, João Guerra Martins, 4ª Edição, 2010;
- [20] *Assimagra*, <http://www.assimagra.pt> consultado em 26.07.2012;
- [21] EN 1494:2000, *Mobile or movable jacks and associated lifting equipment*;

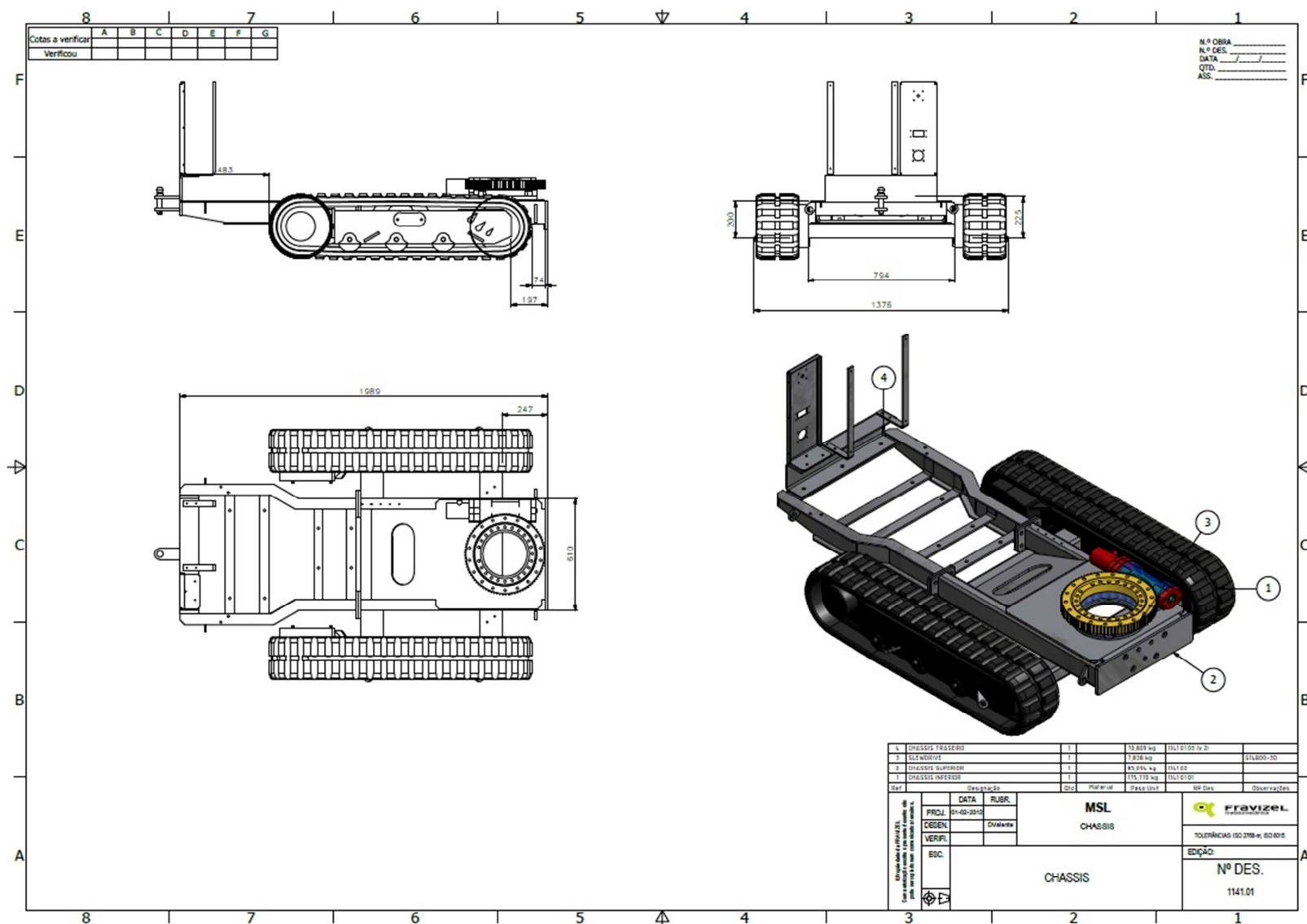
- [22] *Mechanical Engineering Design – Sixth edition, Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, McGrawHill, 2001;*
- [23] DIRECTIVA 2006/42/CE DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO de 17 de Maio de 2006 relativa às máquinas e que altera a Directiva 95/16/CE (reformulação);
- [24] Elementos de Máquinas, António José Ramos de Souza Cruz, 2008;
- [25] Órgãos de máquinas I, Alberto José Antunes Marques Martinho, Monte de Caparica, 2011;
- [26] Projecto de Órgãos de Máquinas – 2ª edição, C. Moura Branco, J. Martins Ferreira, J. Domingos da Costa, A. Silva Ribeiro, Fundação Calouste Gulbenkian, 2008;
- [27] Resistência dos materiais 3ª edição, McGraw-Hill, Ferdinand P. Beer, E. Russel Johnston Jr, 1992;
- [28] Autodesk Inventor Professional 2010®, Autodesk Inc., 2010;
- [29] Sauer-Danfoss, http://www.sauer-danfoss.com/stellent/groups/publications/documents/product_literature/52010407.pdf consultado em 23.01.2012;
- [30] Hidráulica. Teoria e aplicações. Da Bosch, Bosch, Werner Gotz, 1991;
- [31] Automação Hidráulica 5ª edição, Editora Érica, Eng. Arivelto Bustamante Fialho, São Paulo, 2009;
- [32] Manual Practico de Engranajes, D. Jose Celades e D. Jose Maria Pedrós, Marcombo, SA-Ediciones Tecnicas, Barcelona, 1967;
- [33] Catálogo Técnico Transmissões, Bessa Moreira, Rolisa Lda., Maia-Portugal, 2007;
- [34] Introduction to Optimum design, Jasbir S. Arora;
- [35] ANSYS® 12.1, ANSYS Inc, 2011;
- [36] MatLab R2011a®, <http://www.mathworks.com>, 2011;
- [37] EN 791:1995, Drill rigs-safety;
- [38] EN 349:1993, Minimum gaps to avoid crushing of parts of the human body;
- [39] EN 12717:2001, Safety of machine tools – Drilling Machines.

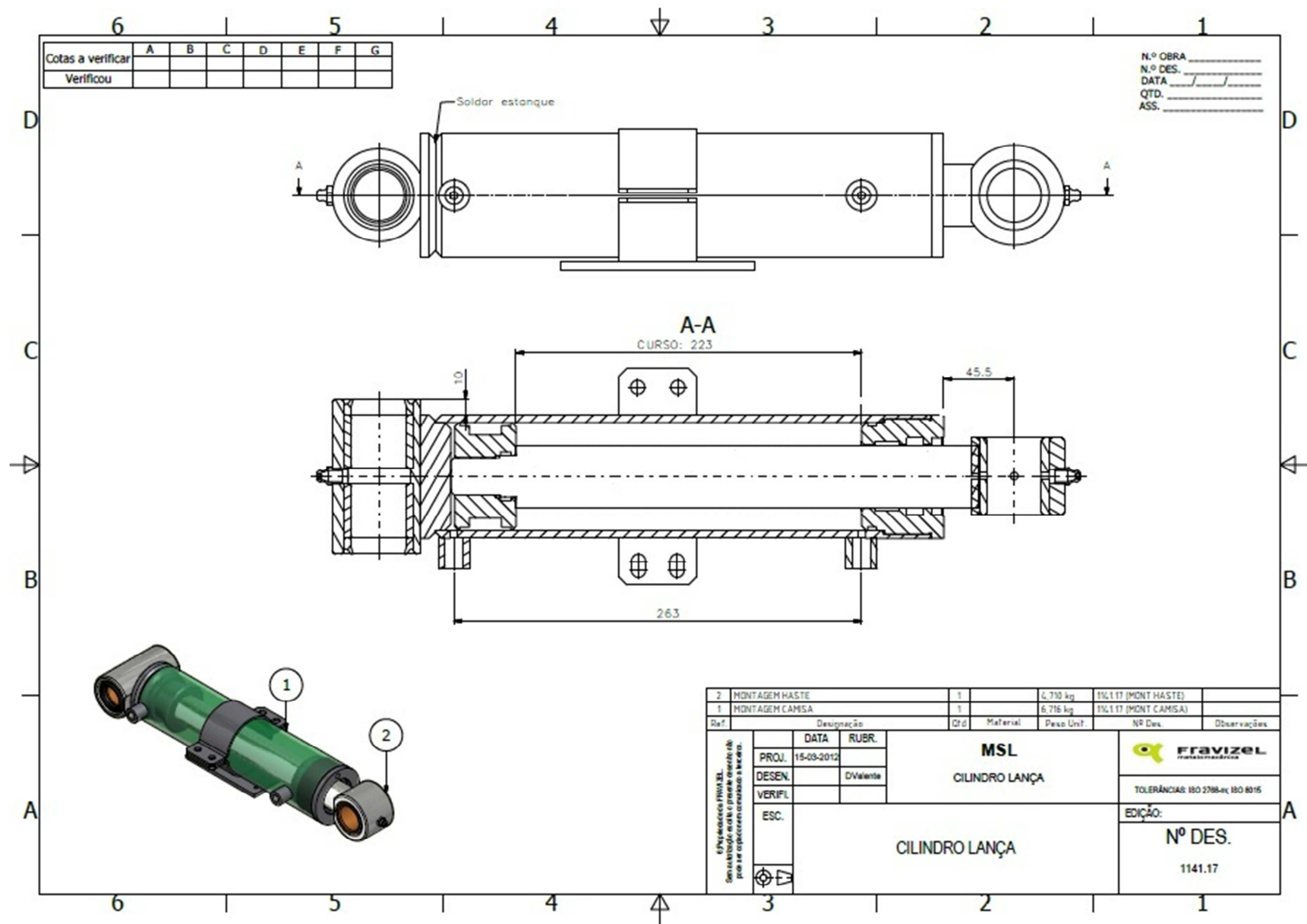
11. Anexos

11.1. Anexo I – Folha de especificações da perfuradora

Altura das varas (m)	1, 1.5 ou 2
Pressão de ar recomendada (bar)	7
Potência do motor (kW)	9
Consumo de ar (L/min)	1470 (martelo 1’’) 2830 (martelo 3’’)
Alimentação	Eléctrica
Velocidade (km/h)	3
Peso (kg)	Aprox.1400
Estabilizadores	4
Martelo	1’’ a 3’’

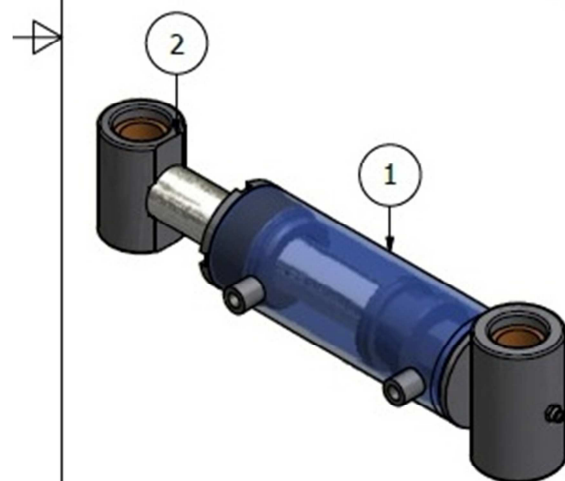
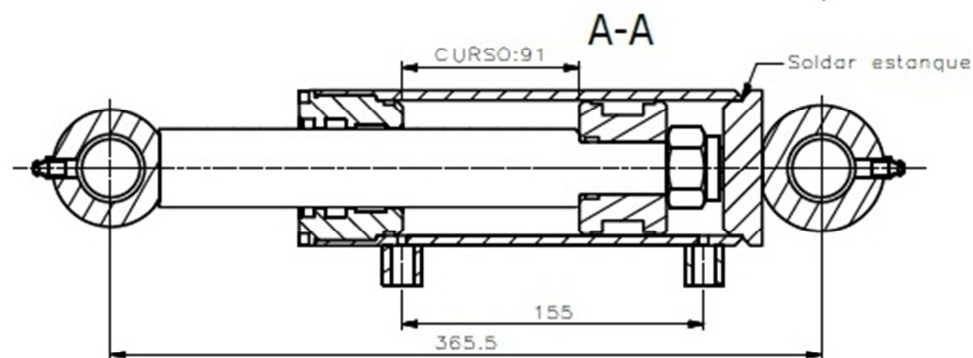
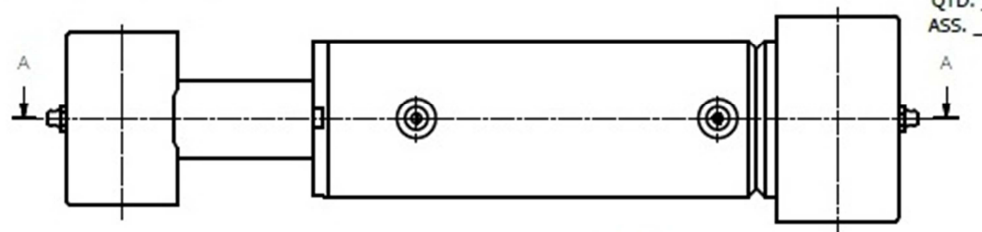
11.2. Anexo II – Desenhos de conjunto



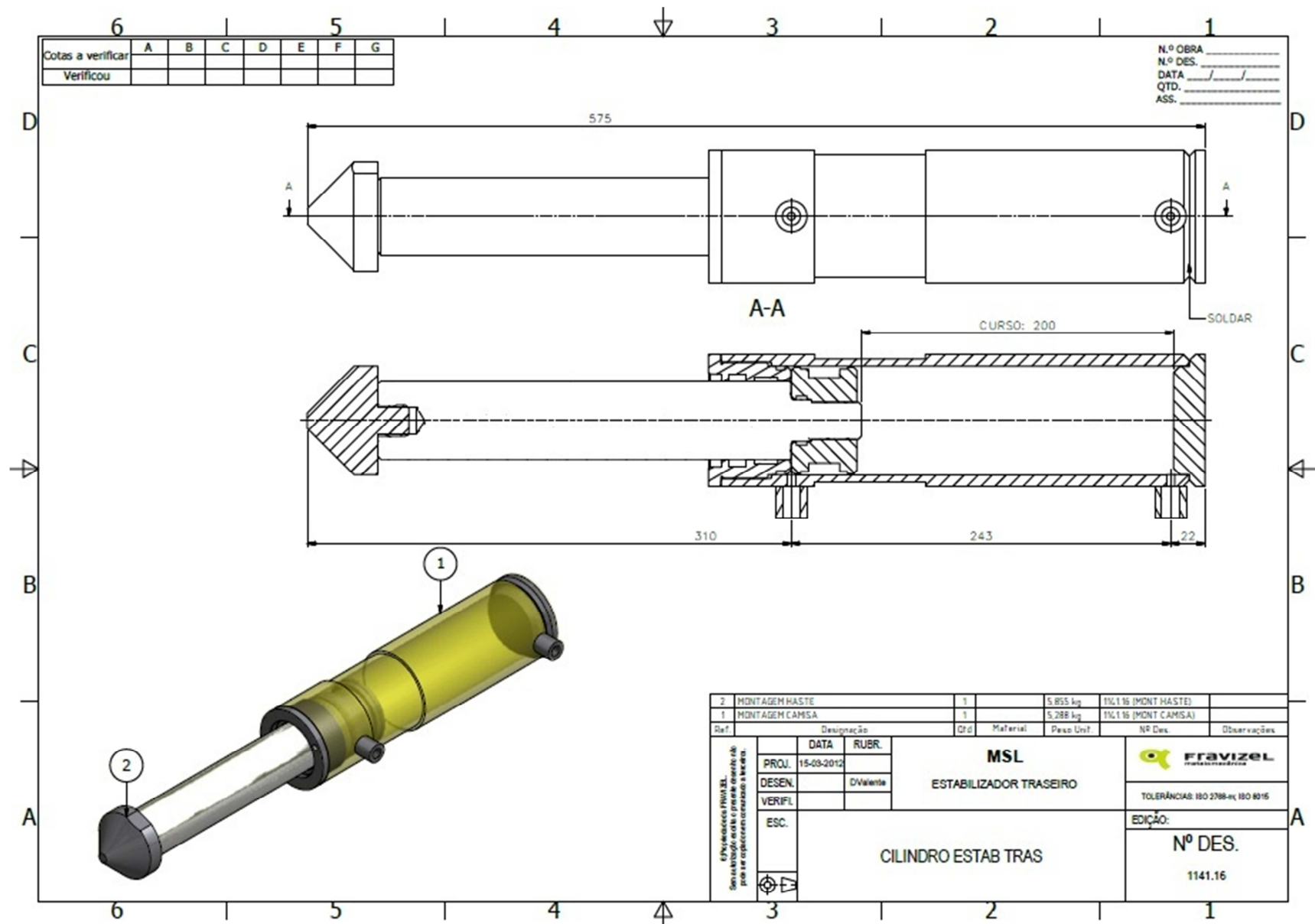


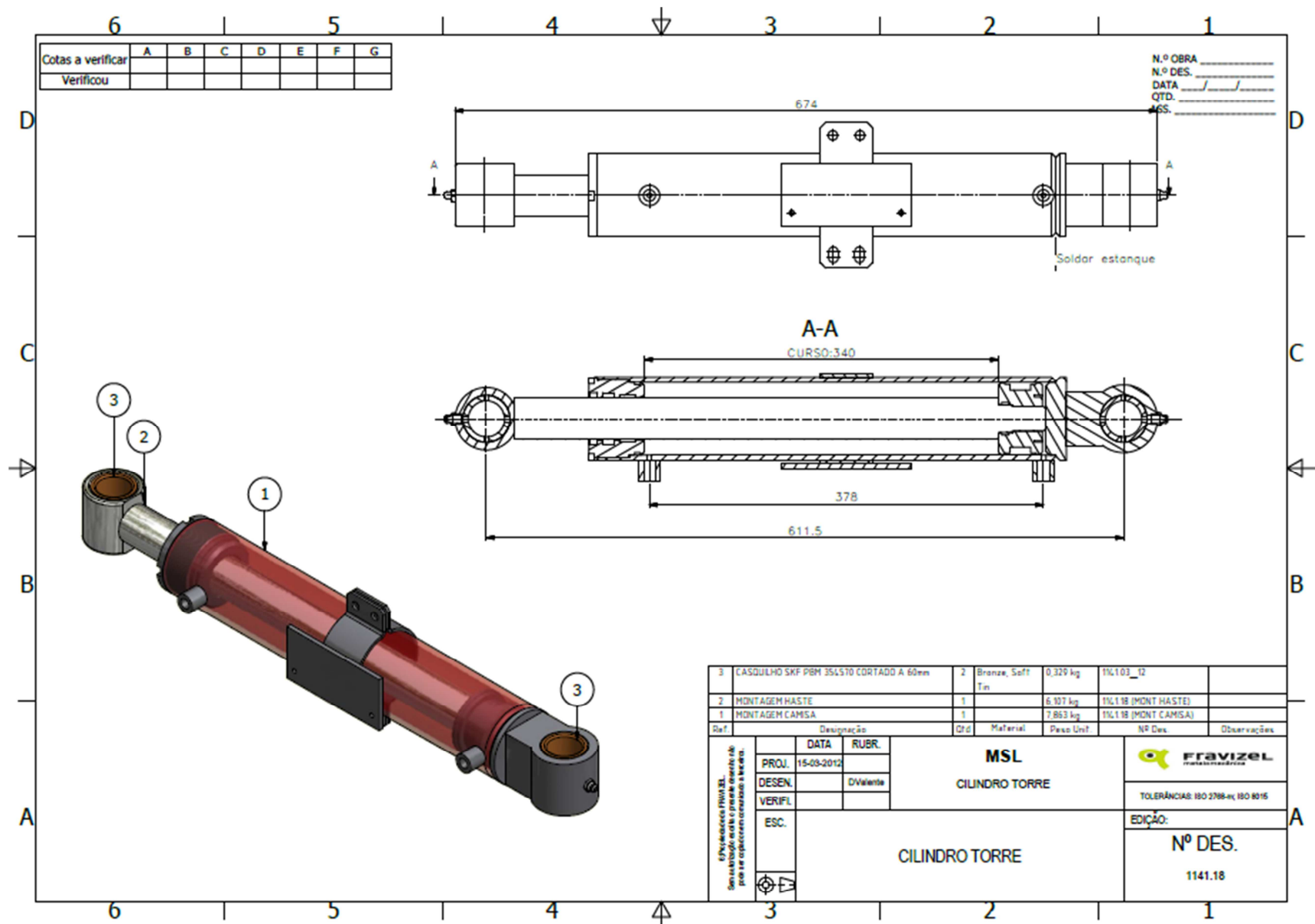
Cotas a verificar	A	B	C	D	E	F	G
Verificou							

N.º OBRA _____
 N.º DES. _____
 DATA ____/____/____
 QTD. _____
 ASS. _____



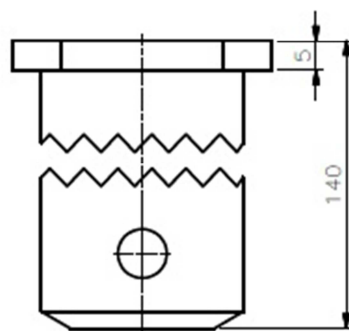
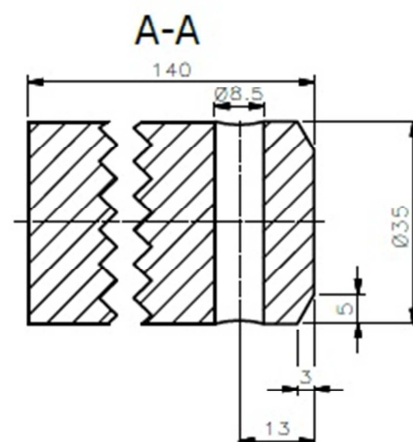
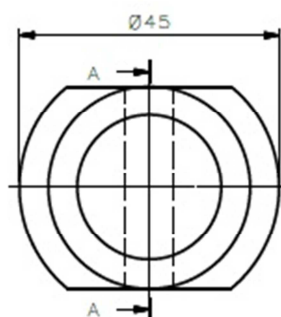
2	MONTAGEM HASTE	1		4,746 kg	1141.19 (MONT HASTE)	
1	MONTAGEM CAMISA	1		5,734 kg	1141.19 (MONT CAMISA)	
Ref.	Designação	Qtd	Material	Peso Unit.	Nº Des.	Observações
6 Propriedade da FRVIZEL. Sem autorização escrita o presente desenho não pode ser copiado nem comunicado a terceiros.	DATA	RUBR.	MSL CILINDRO SAPATA FR			
	PROJ.	15-03-2012				
	DESEN.	DValente				
	VERIFI.					
	ESC.		CILINDRO SAPATA FR.			
					Fravizel <small>metalomecânica</small>	
					TOLERÂNCIAS: ISO 2768-m; ISO 8015	
					EDIÇÃO:	
					Nº DES. 1141.19	




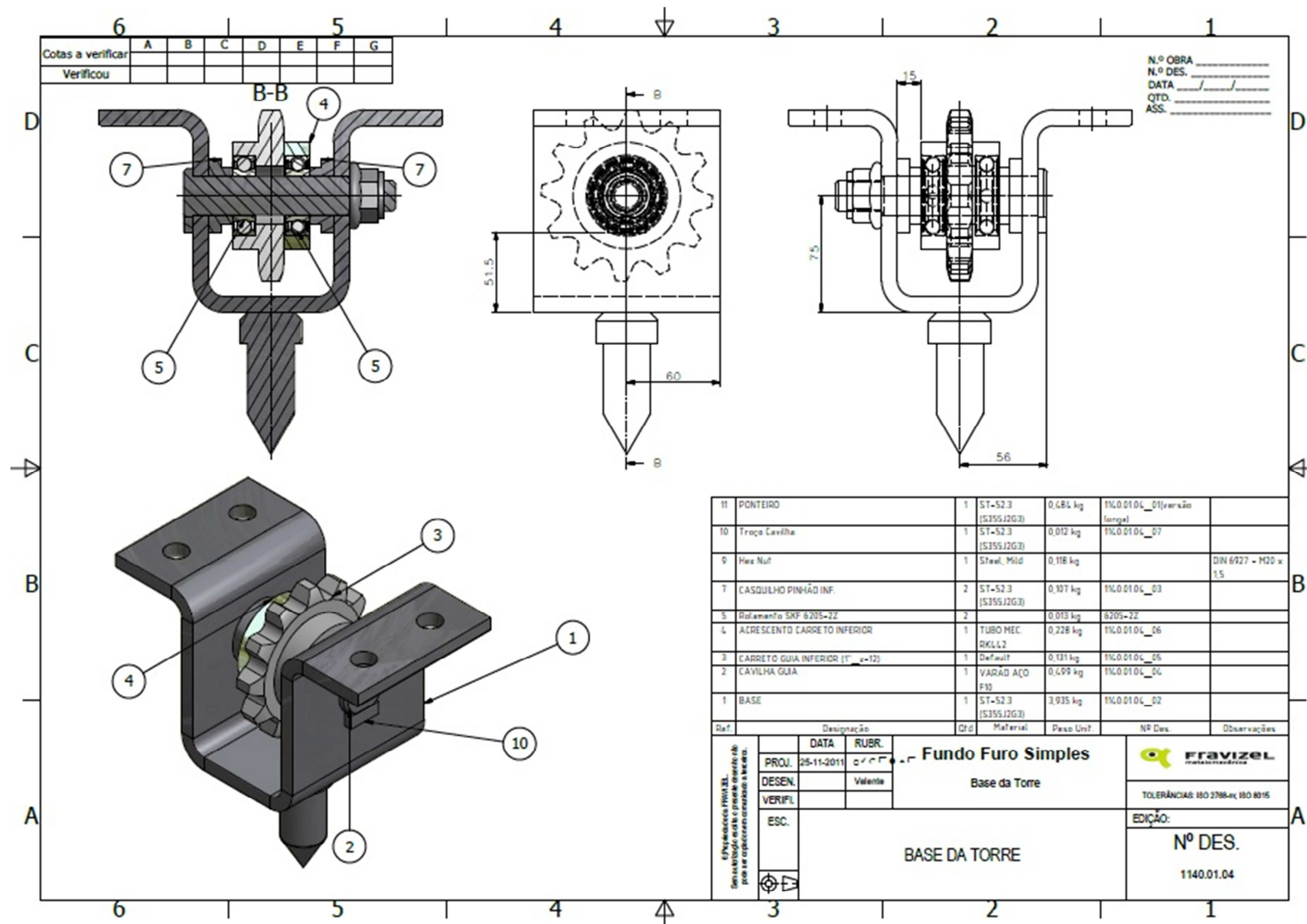


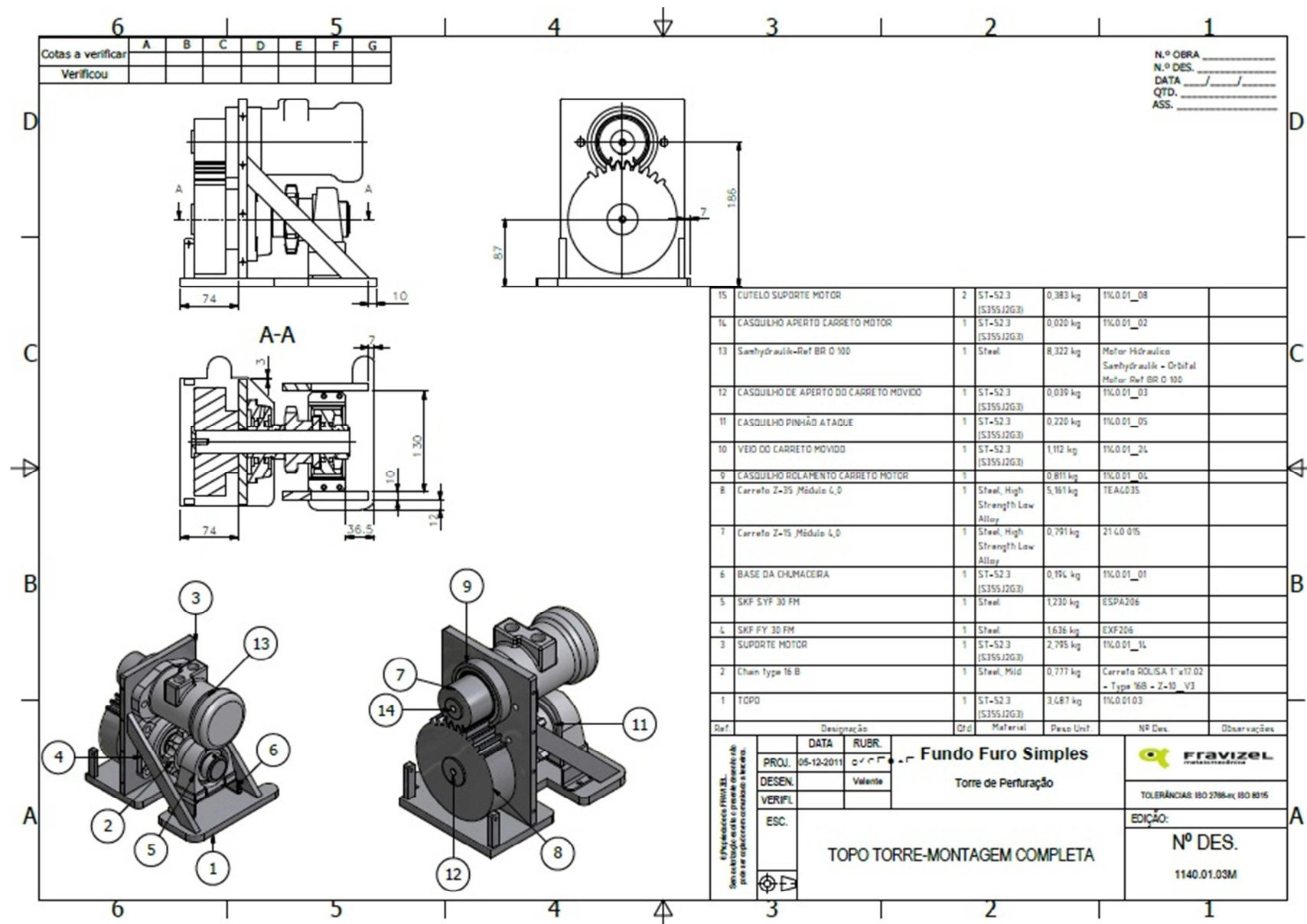
Cotas a verificar	A	B	C	D	E	F	G
Verificou							

N.º OBRA _____
 N.º DES. _____
 DATA ____/____/____
 QTD. _____
 ASS. _____

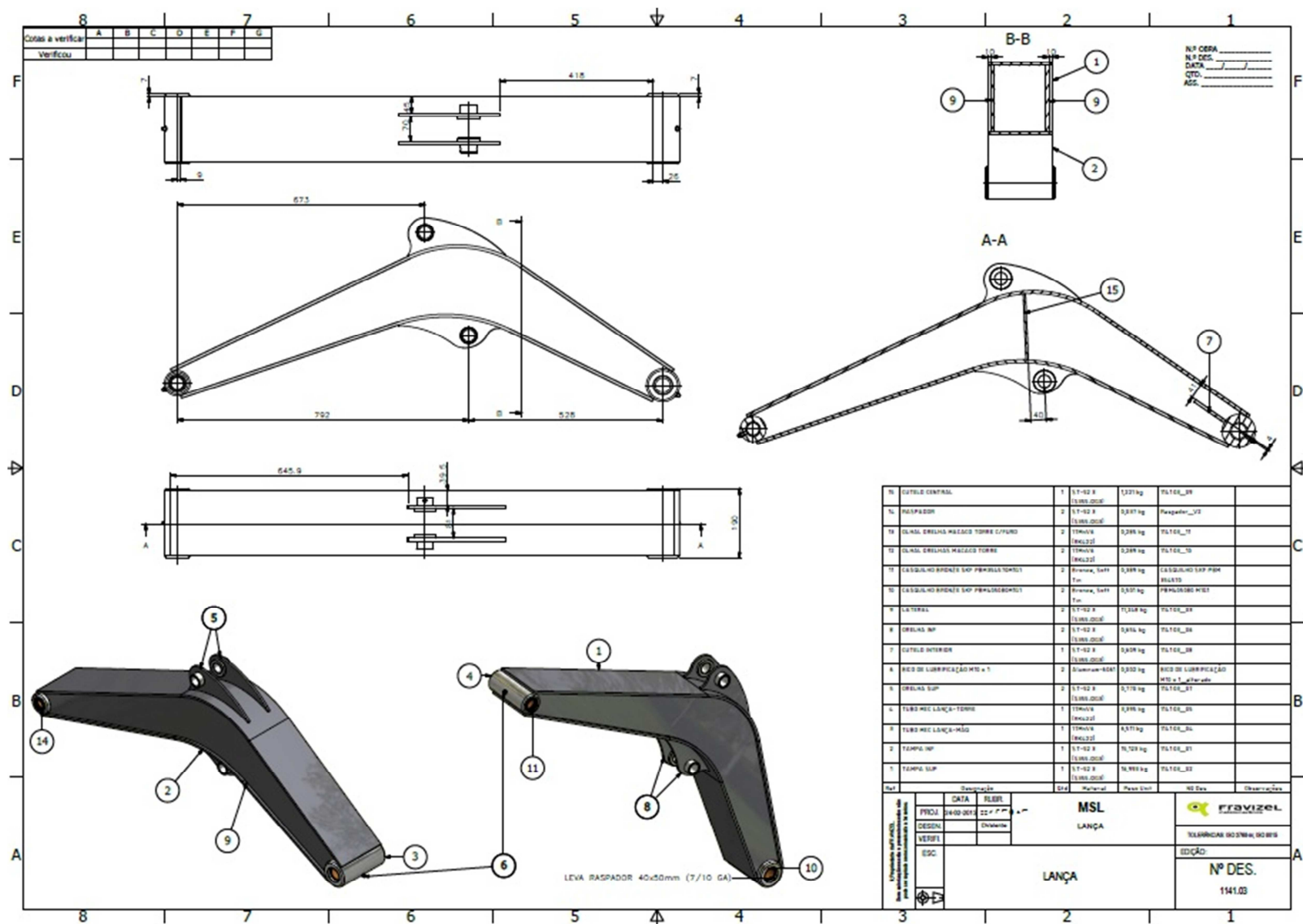


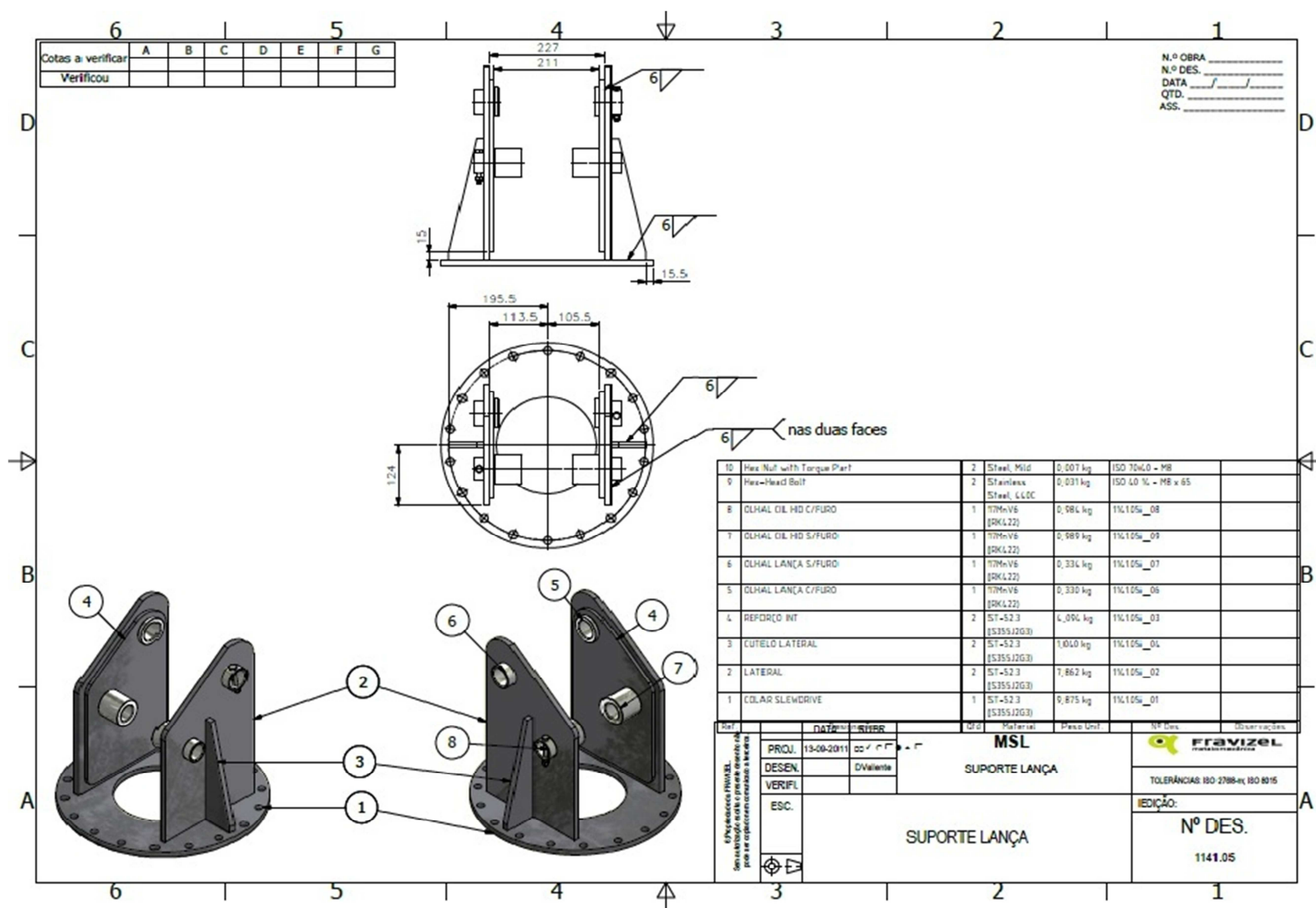
1	CAVILHA CIL-LANÇA	1	34CrNiMo6 (FR3)	1,053 kg	1141.13_01	
Ref.	Designação	Qtd	Material	Peso Unit.	Nº Des.	Observações
6 Propriedade da FRVIZEL Sem autorização escrita o presente desenho não pode ser copiado nem comunicado a terceiros.	DATA	RUBR.	MSL CAVILHAS			
	PROJ.	21-03-2012				
	DESEN.	DValente				
	VERIFI.					
	ESC.		CAVILHA CIL-LANÇA			
 Fravizel metalomecânica						TOLERÂNCIAS: ISO 2768-m; ISO 8015
EDIÇÃO:						Nº DES.
						1141.13_01

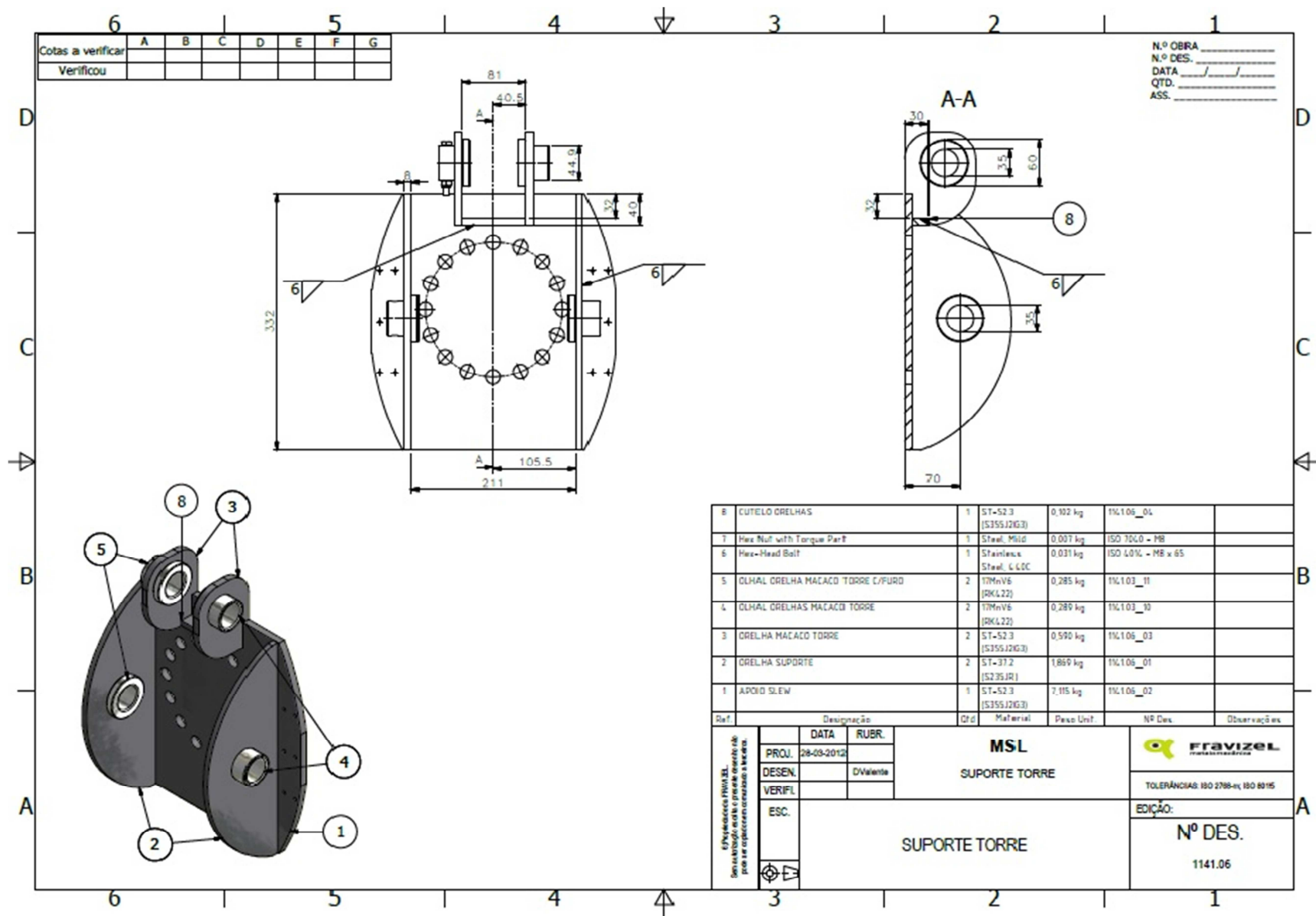


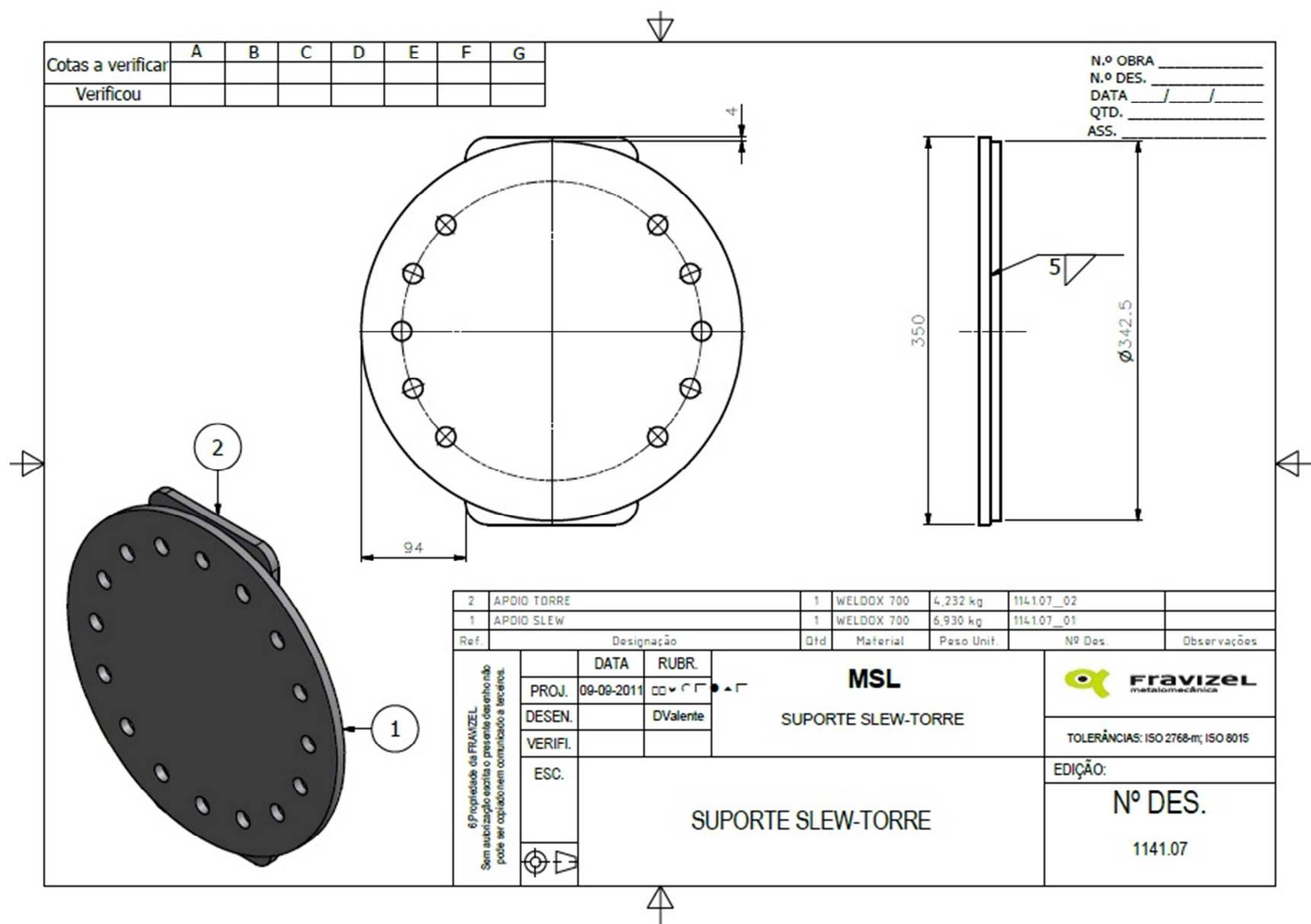


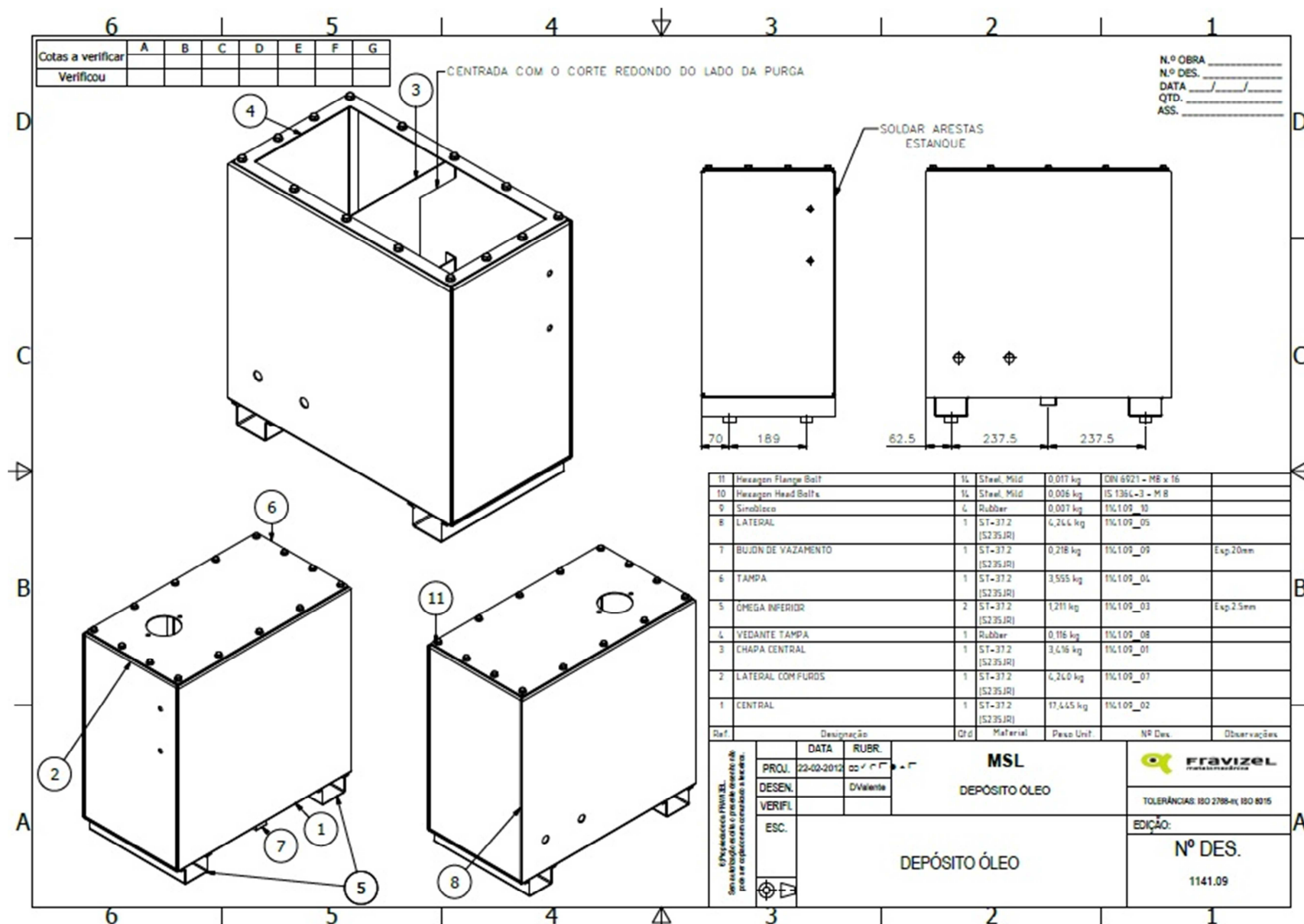
11.3. Anexo III – Caracterização das soldaduras dimensionadas

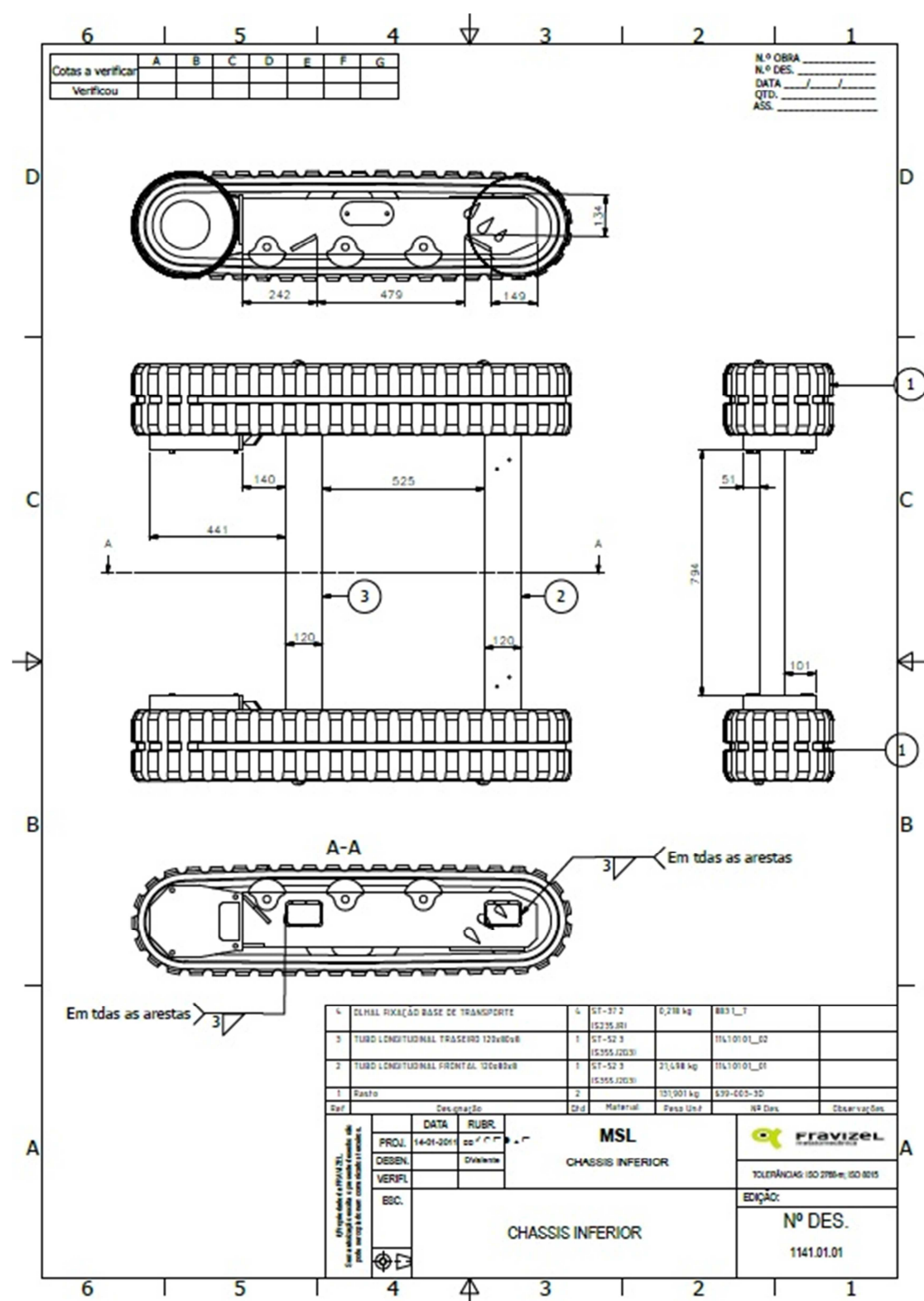


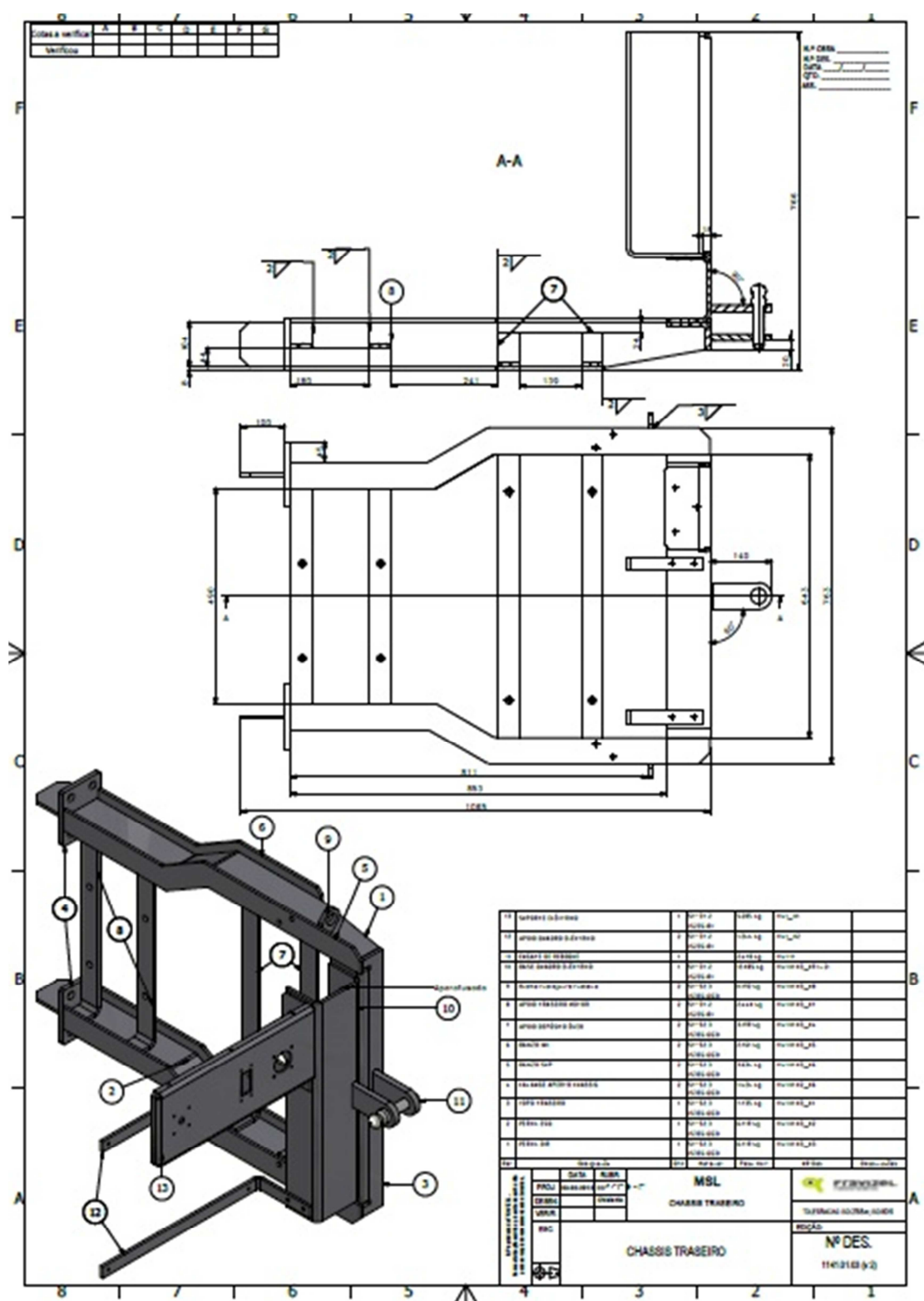












11.4. Anexo IV – Motores hidráulicos Sauer-Danfoss

Technical data for OMS

Type			OMS OMSW OMSS	OMS OMSW OMSS	OMS OMSW OMSS	OMS OMSW OMSS	OMS OMSW OMSS	OMS OMSW OMSS	OMS OMSW OMSS	OMS OMSW OMSS	
Motor size			80	100	125	160	200	250	315	400	500
Geometric displacement	cm ³ [in ³]		80.5 [4.91]	100.0 [6.10]	125.7 [7.67]	159.7 [9.75]	200.0 [12.20]	250.0 [15.26]	314.9 [19.22]	393.0 [23.98]	488.0 [29.78]
Max. speed	min-1 [rpm]	cont.	810	750	600	470	375	300	240	190	155
		int. ¹⁾	1000	900	720	560	450	360	285	230	185
Max. torque	Nm [lbf-in]	cont.	240 [2120]	305 [2700]	375 [3320]	490 [4340]	610 [5400]	720 [6370]	825 [7300]	865 [7660]	850 [7520]
		int. ¹⁾	310 [2740]	390 [3450]	490 [4340]	600 [5310]	720 [6370]	870 [7700]	1000 [8850]	990 [8760]	990 [8760]
Max. output	kW [hp]	cont.	15.5 [20.8]	18.0 [24.1]	18.0 [24.1]	16.5 [22.1]	16.5 [22.1]	14.5 [19.4]	15.0 [20.1]	11.0 [14.8]	9.0 [12.1]
		int. ¹⁾	19.5 [26.2]	22.5 [30.2]	22.5 [30.2]	23.0 [30.8]	22.0 [29.5]	18.0 [24.1]	17.0 [22.8]	12.5 [16.8]	10.5 [14.1]
Max. pressure drop	bar [psi]	cont.	210 [3050]	210 [3050]	210 [3050]	210 [3050]	210 [3050]	200 [2900]	200 [2900]	160 [2320]	120 [1740]
		int. ¹⁾	275 [3990]	275 [3990]	275 [3990]	260 [3770]	250 [3630]	250 [3630]	240 [3480]	190 [2760]	140 [2030]
		peak ²⁾	295 [4280]	295 [4280]	295 [4280]	280 [4060]	270 [3920]	270 [3920]	260 [3770]	210 [3050]	160 [2320]
Max. oil flow	l/min [USgal/min]	cont.	65 [17.2]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]
		int. ¹⁾	80 [21.1]	90 [23.8]	90 [23.8]	90 [23.8]	90 [23.8]	90 [23.8]	90 [23.8]	90 [23.8]	90 [23.8]
Max. starting pressure with unloaded shaft	bar [psi]		12 [175]	10 [145]	10 [145]	8 [115]	8 [115]	8 [115]	8 [115]	8 [115]	8 [115]
Min. starting torque	at max. press. drop cont. Nm [lbf-in]		180 [1590]	230 [2040]	290 [2570]	370 [3270]	470 [4160]	560 [4960]	710 [6280]	710 [6280]	660 [5840]
	at max. press. drop int. ¹⁾ Nm [lbf-in]		235 [2080]	300 [2660]	380 [3360]	460 [4070]	560 [4960]	700 [6200]	850 [7520]	840 [7430]	770 [6820]

11.5. Anexo V – Programa de otimização da lança

```
“%
% Tese de mestrado
% Diogo Valente
% Otimização de uma perfuradora DTH da FRAVIZEL
% FCT/UNL - 2012
%
%%
function [ y ] = analise_ansys( x )
%
% Exemplo para testes
%x= [0 1  0 0 0 0  0 0 0 0 ];
%
% Constante penalização
Constante= 20;
% Densidade do material
DENS= 7850e-9;
% Espessuras admissíveis para a chapa
T= [6 8 10 12];
% Valores limites para a largura da lança
X2_MIN= 150;
X2_MAX= 400;
% Valores limites para o comprimento da lança
X3_MIN= 1300;
X3_MAX= 2000;
%%
% Descodifica o cromossoma
indice= x(1)*2+x(2)+1;
X1= T(indice);
%
X2= X2_MIN + ...
    (x(3)*8+x(4)*4+x(5)*2+x(6))...
    * (X2_MAX - X2_MIN) / 15 ;
X3= X3_MIN + ...
    (x(7)*8+x(8)*4+x(9)*2+x(10))...
    * (X3_MAX - X3_MIN) / 15 ;
%

fid= fopen('ANALISE_LANCA.TXT','w');
%
% Parâmetros da análise
L1= X3; %1320;
L2= 502;
L3= 433;
L4= 717;
L5= 624;
L6= 788.68;
L7= 802.897;
L8=810;
L9=747.5;
L10=889;
L11=782.5;
L12=852.5;
```

```

L14=757;
%
ALFA2= 39;
ALFA3= 20;
ALFA4= 29;
ALFA5= 16;
ALFA6= 31.30;
ALFA7= 9.25;
ALFA8=34;
ALFA9=32.5;
ALFA10=28;
ALFA11=7;
ALFA12=9;
ALFA14=9;
%
% Outros parâmetros
R1= 35;
R2= 45;
%
% Keypoints que definem o perfil
%
K= [0,0 ; ...
-R1*cosd(90-ALFA4) ,R1*sind(90-ALFA4) ; ...
R1*cosd(90-ALFA5) , -R1*sind(90-ALFA5) ; ...
L4*cosd(ALFA4) ,L4*sind(ALFA4) ; ...
L5*cosd(ALFA5) ,L5*sind(ALFA5) ; ...
L1,0 ; ...
L1+R2*cosd(90-ALFA2) ,R2*sind(90-ALFA2) ; ...
L1-R2*cosd(90-ALFA3) , -R2*sind(90-ALFA3) ; ...
L1-L2*cosd(ALFA2) ,L2*sind(ALFA2) ; ...
L1-L3*cosd(ALFA3) ,L3*sind(ALFA3)] ;
%
%
fprintf(fid,'PREP7\n');
fprintf(fid,'%n! Coordenadas dos Keypoints\n!\n');
%
for i=1:10
    fprintf(fid,'K,%d,%f,%f,0\n',i,K(i,1),K(i,2));
end
%
% Cálculo dos restantes keypoints utilizando polinómios de Hermite
% N= [1-3*x^2/L^2+2*x^3/L^3;
% x-2*x^2/L+x^3/L^2;
% 3*x^2/L^2-2*x^3/L^3;
% -x^2/L+x^3/L^2];
%
% Distância entre K4 e K9
L= abs(K(4,1)-K(9,1));
beta1= atan((K(4,2)-K(2,2))/(K(4,1)-K(2,1)));
beta2= atan((K(7,2)-K(9,2))/(K(7,1)-K(9,1)));
for i=1:7
    x=i*L/8;
    X= K(4,1)+x;
    Y= beta1*(x-2*x^2/L+x^3/L^2)+...
        (K(9,2)-K(4,2))*(3*x^2/L^2-2*x^3/L^3)+...

```

```

        beta2*(-x^2/L+x^3/L^2);
    fprintf(fid,'K,%d,%f,%f\n',i+10,X,Y+K(4,2));
end
%
% Distância entre K5 e K10
L= abs(K(5,1)-K(10,1));
beta1= atan((K(5,2)-K(3,2))/(K(5,1)-K(3,1)));
beta2= atan((K(8,2)-K(10,2))/(K(8,1)-K(10,1)));
for i=1:7
    x=i*L/8;
    X= K(5,1)+x;
    Y= beta1*(x-2*x^2/L+x^3/L^2)+...
        (K(10,2)-K(5,2))*(3*x^2/L^2-2*x^3/L^3)+...
        beta2*(-x^2/L+x^3/L^2);
    fprintf(fid,'K,%d,%f,%f\n',i+17,X,Y+K(5,2));
end
%
% Keypoints da Orelha Superior
fprintf(fid,'\n! Keypoints da orelha superior\n');
fprintf(fid,'K,%d,%f,%f,0\n',1100,L6*cosd(ALFA6),L6*sind(ALFA6));
fprintf(fid,'K,%d,%f,%f,0\n',70,L8*cosd(ALFA8),L8*sind(ALFA8));
fprintf(fid,'K,%d,%f,%f,0\n',71,L9*cosd(ALFA9),L9*sind(ALFA9));
fprintf(fid,'K,%d,%f,%f,0\n',72,L10*cosd(ALFA10),L10*sind(ALFA10));
%
%
% Keypoints da Orelha Inferior
fprintf(fid,'\n! Keypoints da orelha inferior\n');
fprintf(fid,'K,%d,%f,%f,0\n',1000,L7*cosd(ALFA7),L7*sind(ALFA7));
fprintf(fid,'K,%d,%f,%f,0\n',74,L11*cosd(ALFA11),L7*sind(ALFA11));
fprintf(fid,'K,%d,%f,%f,0\n',75,L12*cosd(ALFA12),L7*sind(ALFA12));
fprintf(fid,'K,%d,%f,%f,0\n',76,L14*cosd(ALFA14),L7*sind(ALFA14));
%
%
% Perfil das extremidades
fprintf(fid,'\n! Perfil das extremidades\n!\n');
fprintf(fid,'CIRCLE,1,35, , ,360,1\n');
fprintf(fid,'CIRCLE,6,45, , ,360,1\n');
fprintf(fid,'CIRCLE,1,22.5, , ,360,1\n');
fprintf(fid,'CIRCLE,6,25, , ,360,1\n');
%
%
% Geração de linhas de contorno
fprintf(fid,'\n! Geração de linhas de contorno\n!\n');
fprintf(fid,'L,2,4\n');
fprintf(fid,'L,4,11\n');
fprintf(fid,'L,11,12\n');
fprintf(fid,'L,12,13\n');
fprintf(fid,'L,13,14\n');
fprintf(fid,'L,14,15\n');
fprintf(fid,'L,15,16\n');
fprintf(fid,'L,16,17\n');
fprintf(fid,'L,17,9\n');
fprintf(fid,'L,9,7\n');
fprintf(fid,'L,3,5\n');
fprintf(fid,'L,5,18\n');

```

```

fprintf(fid,L,18,19\n');
fprintf(fid,L,19,20\n');
fprintf(fid,L,20,21\n');
fprintf(fid,L,21,22\n');
fprintf(fid,L,22,23\n');
fprintf(fid,L,23,24\n');
fprintf(fid,L,24,10\n');
fprintf(fid,L,10,8\n');
%
% Orelhas superiores
fprintf(fid,'!Orelhas superiores\n');
fprintf(fid,LARC, 71, 72, 70\n!*\n');
fprintf(fid,LTAN,-33,4,,,\n!*\n');
fprintf(fid,LTAN,33,16,,,\n');
%
% Orelhas Inferiores
fprintf(fid,'!Orelhas inferiores\n');
fprintf(fid,LARC, 76, 75, 74\n!*\n');
fprintf(fid,LTAN,-36,18,,,\n!*\n');
fprintf(fid,LTAN,36,10,,,\n');
%
%
% Perfil das orelhas
fprintf(fid,'CIRCLE,1100,17.5, , ,360,1\n');
fprintf(fid,'CIRCLE,1000,17.5, , ,360,1\n');
%
%
fprintf(fid,FLST,3,6,4,ORDE,2\n');
fprintf(fid,FITEM,3,14\n');
fprintf(fid,FITEM,3,-19\n');
fprintf(fid,LGEN,2,P51X, , , ,0, ,0\n');
%
fprintf(fid,FLST,3,8,4,ORDE,2\n');
fprintf(fid,FITEM,3,24\n');
fprintf(fid,FITEM,3,-31\n');
fprintf(fid,LGEN,2,P51X, , , ,0, ,0\n');
fprintf(fid,NUMMRG,KP, , , ,LOW\n');
%
%
% Geração de Áreas
fprintf(fid,'!\n! Geração de Áreas\n!\n');
%
% Geração das laterais
fprintf(fid,'! Laterais\n!\n');
fprintf(fid,LSTR, 7, 8\n');
fprintf(fid,LSTR, 2, 3\n');
fprintf(fid,LSTR, 4, 5\n');
fprintf(fid,LSTR, 9, 10\n');
%
fprintf(fid,LSTR, 17, 24\n');
fprintf(fid,LSTR, 16, 23\n');
fprintf(fid,LSTR, 11, 18\n');
fprintf(fid,LSTR, 12, 19\n');
fprintf(fid,LSTR, 15, 22\n');
fprintf(fid,LSTR, 21, 14\n');

```

```

fprintf(fid,'LSTR,    20,    13\n');
%
fprintf(fid,'LSBL,    1,    46\n');
fprintf(fid,'LSTR,    2,    3\n');
fprintf(fid,'LSBL,    3,    1\n');
%
fprintf(fid,'LSBL,    4,    45\n');
fprintf(fid,'LSTR,    7,    8\n');
fprintf(fid,'LSBL,    6,    4\n');
%
fprintf(fid,'FLST,3,57,4,ORDE,5\n');
fprintf(fid,'FITEM,3,1\n');
fprintf(fid,'FITEM,3,-3\n');
fprintf(fid,'FITEM,3,5\n');
fprintf(fid,'FITEM,3,7\n');
fprintf(fid,'FITEM,3,-59\n');
fprintf(fid,'LGEN,2,P51X, , , , %f, ,0\n',X2);
%
% Linhas dos topos
fprintf(fid,'!\n! Linhas dos topos\n!\n');
fprintf(fid,'LSTR,    2,    55\n');
fprintf(fid,'LSTR,    3,    65\n');
fprintf(fid,'LSTR,    4,    56\n');
fprintf(fid,'LSTR,   11,    57\n');
fprintf(fid,'LSTR,   12,    58\n');
fprintf(fid,'LSTR,   13,    59\n');
fprintf(fid,'LSTR,   14,    60\n');
fprintf(fid,'LSTR,   15,    61\n');
fprintf(fid,'LSTR,   16,    62\n');
fprintf(fid,'LSTR,   17,    63\n');
fprintf(fid,'LSTR,    9,    64\n');
fprintf(fid,'LSTR,    5,    66\n');
fprintf(fid,'LSTR,   18,    67\n');
fprintf(fid,'LSTR,   19,    68\n');
fprintf(fid,'LSTR,   19,    68\n');
fprintf(fid,'LSTR,   21,    73\n');
fprintf(fid,'LSTR,   22,    77\n');
fprintf(fid,'LSTR,   23,    78\n');
fprintf(fid,'LSTR,   24,    79\n');
fprintf(fid,'LSTR,   10,    80\n');
fprintf(fid,'LSTR,   43,    7\n');
fprintf(fid,'LSTR,    8,    81\n');
fprintf(fid,'LSTR,   69,    20\n');
%
%
%
% Áreas laterais
fprintf(fid,'!\n! Áreas Laterais\n!\n!\n');
%
%Lateral 1
fprintf(fid,'!\n! Lateral 1\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,2,9,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,68\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,102\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,78\n');

```



```

fprintf(fid,'FITEM,2,113\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,6\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,112\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,62\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,64\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,63\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,102\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,69\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,106\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,79\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,106\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,70\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,107\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,80\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,107\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,71\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,110\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,81\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,110\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,72\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,109\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,82\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,109\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,73\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,108\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,83\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,108\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,74\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,105\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,84\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,105\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,75\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,104\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,85\n');

```

```

fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,104\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,76\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,103\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,86\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,8,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,103\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,77\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,100\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,87\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,66\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,65\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,67\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
%
% Lateral 2
fprintf(fid,'!\n! Lateral 2\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,2,8,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,22\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,48\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,32\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,45\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,1\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,10\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,11\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,12\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,48\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,21\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,49\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,31\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,49\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,20\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,50\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,30\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,50\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,19\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,53\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,29\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%

```

```

fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,53\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,18\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,54\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,28\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,54\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,17\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,55\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,27\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,55\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,16\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,52\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,26\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,52\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,15\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,51\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,25\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,51\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,14\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,47\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,24\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,9,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,47\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,13\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,2\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,58\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,23\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,57\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,8\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,9\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,7\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
%
% Áreas dos topos
fprintf(fid,'!\n!\n! Áreas dos Topos\n!\n');
fprintf(fid,'!\n! Topo Superior\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,115\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,13\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,117\n');

```

```

fprintf(fid,'FITEM,2,68\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,117\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,14\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,118\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,69\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,118\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,15\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,119\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,70\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,119\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,16\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,120\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,71\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,72\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,120\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,17\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,121\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,121\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,18\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,122\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,73\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,122\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,19\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,123\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,74\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,123\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,20\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,124\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,75\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,124\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,21\n');

```

```

fprintf(fid,'FITEM,2,125\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,76\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,125\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,22\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,134\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,77\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
%
% Topo Inferior
fprintf(fid,'!\n! Topo Inferior\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,87\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,135\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,32\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,133\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,132\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,86\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,133\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,31\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,85\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,132\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,30\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,131\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,84\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,131\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,29\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,130\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,83\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,130\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,28\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,129\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,129\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,82\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,136\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,27\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');

```

```

%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,136\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,81\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,128\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,26\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,128\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,80\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,127\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,25\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,127\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,79\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,126\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,24\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,4,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,126\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,78\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,116\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,23\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
%
%Orelhas
fprintf(fid,'!\n!Orelhas\n!\n');
%
%Orelhas Superiores
fprintf(fid,'!\n !Orelhas Superiores\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,2,9,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,14\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,33\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,34\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,35\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,19\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,18\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,17\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,16\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,15\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,9,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,89\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,88\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,90\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,74\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,73\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,72\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,71\n');

```

```

fprintf(fid,'FITEM,2,70\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,69\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
% Orelhas Inferiores
fprintf(fid,'!\n! Orelhas Inferiores\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,2,10,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,92\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,91\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,93\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,86\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,85\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,84\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,83\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,82\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,81\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,80\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,10,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,36\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,38\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,31\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,30\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,29\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,28\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,27\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,26\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,25\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,37\n');
fprintf(fid,'AL,P51X\n');
%
%
% Definição dos elementos shell-4node 181
fprintf(fid,'!\n! Definição dos elementos shell-4node 181\n!\n');
fprintf(fid,'ET,1,SHELL181\n!\n');
%
% Real Constants
fprintf(fid,'!\n! Real constants\n!\n');
fprintf(fid,'R,1,%f, , , , ,\n',X1);
fprintf(fid,'RMORE, , , , , ,\n!\n');
fprintf(fid,'R,2,%f, , , , ,\n',X1);
fprintf(fid,'RMORE, , , , , ,\n!\n');
%
% Material Props
fprintf(fid,'!\n! Material Props\n!\n');
fprintf(fid,'MPTEMP,,,,,,,,\n');
fprintf(fid,'MPTEMP,1,0\n');
fprintf(fid,'MPDATA,EX,1,,210E3\n');
fprintf(fid,'MPDATA,PRXY,1,,0.3\n');
%
%
% Malha das orelhas
fprintf(fid,'!\n! Malha das orelhas\n!\n');
fprintf(fid,'TYPE, 1\n');

```

```

fprintf(fid,'MAT, 1\n');
fprintf(fid,'REAL, 2\n');
fprintf(fid,'ESYS, 0\n');
fprintf(fid,'SECNUM,\n!\n');
fprintf(fid,'ESIZE,20,0,\n');
fprintf(fid,'MSHAPE,1,2D\n');
fprintf(fid,'MSHKEY,0\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,5,4,5,ORDE,2\n');
fprintf(fid,'FITEM,5,41\n');
fprintf(fid,'FITEM,5,-44\n');
fprintf(fid,'CM,_Y,AREA\n');
fprintf(fid,'ASEL, , , P51X\n');
fprintf(fid,'CM,_Y1,AREA\n');
fprintf(fid,'CHKMSH,"AREA"\n');
fprintf(fid,'CMSEL,S,_Y\n!\n');
fprintf(fid,'AMESH,_Y1\n!\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y1\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y2\n!\n');
%
%
%Malha Restante
fprintf(fid,'!\n! Malha Restante\n!\n');
fprintf(fid,'TYPE, 1\n');
fprintf(fid,'MAT, 1\n');
fprintf(fid,'REAL, 1\n');
fprintf(fid,'ESYS, 0\n');
fprintf(fid,'SECNUM,\n');
fprintf(fid,'ESIZE,20,0,\n');
%
%Lateral 1
fprintf(fid,'!\n! Lateral 1\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,5,12,5,ORDE,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,5,1\n');
fprintf(fid,'FITEM,5,-10\n');
fprintf(fid,'FITEM,5,39\n');
fprintf(fid,'FITEM,5,-40\n');
fprintf(fid,'CM,_Y,AREA\n');
fprintf(fid,'ASEL, , , P51X\n');
fprintf(fid,'CM,_Y1,AREA\n');
fprintf(fid,'CHKMSH,"AREA"\n');
fprintf(fid,'CMSEL,S,_Y\n!\n');
fprintf(fid,'AMESH,_Y1\n!\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y1\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y2\n!\n');
%
%Lateral 2
fprintf(fid,'!\n! Lateral 2\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,5,10,5,ORDE,2\n');
fprintf(fid,'FITEM,5,11\n');
fprintf(fid,'FITEM,5,-20\n');
fprintf(fid,'CM,_Y,AREA\n');
fprintf(fid,'ASEL, , , P51X\n');
fprintf(fid,'CM,_Y1,AREA\n');

```



```

fprintf(fid,'CHKMSH,"AREA"\n');
fprintf(fid,'CMSEL,S,_Y\n!\n');
fprintf(fid,'AMESH,_Y1\n!\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y1\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y2\n!\n');
%
%Topo Inferior
fprintf(fid,'!\n! Topo Inferior\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,5,9,5,ORDE,2\n');
fprintf(fid,'FITEM,5,31\n');
fprintf(fid,'FITEM,5,-39\n');
fprintf(fid,'CM,_Y,AREA\n');
fprintf(fid,'ASEL, , , P51X\n');
fprintf(fid,'CM,_Y1,AREA\n');
fprintf(fid,'CHKMSH,"AREA"\n');
fprintf(fid,'CMSEL,S,_Y\n');
fprintf(fid,'AMESH,_Y2\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y1\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y2\n');
%
%Topo Superior
fprintf(fid,'!\n! Topo Superior\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,5,10,5,ORDE,2\n');
fprintf(fid,'FITEM,5,21\n');
fprintf(fid,'FITEM,5,-30\n');
fprintf(fid,'CM,_Y,AREA\n');
fprintf(fid,'ASEL, , , P51X\n');
fprintf(fid,'CM,_Y1,AREA\n');
fprintf(fid,'CHKMSH,"AREA"\n');
fprintf(fid,'CMSEL,S,_Y\n');
fprintf(fid,'AMESH,_Y1\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y1\n');
fprintf(fid,'CMDELE,_Y2\n');
%
%
% Nova Análise estática
fprintf(fid,'!\n! Nova Análise Estática\n!\n');
fprintf(fid,'ANTYPE,0\n');
%
%
% Constrangimentos
fprintf(fid,'!\n! Constrangimentos\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,2,6,4,ORDE,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,10\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,-12\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,65\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,-67\n!\n');
fprintf(fid,'/GO\n');
fprintf(fid,'DL,P51X, ,ALL,\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,6,4,ORDE,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,42\n');

```

```

fprintf(fid,'FITEM,2,-44\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,97\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,-99\n');
fprintf(fid,'/GO\n');
fprintf(fid,'DL,P51X, ,ALL,\n');
%
%
% Forças Aplicadas
fprintf(fid,'!\n! Forças Aplicadas\n!\n');
%
fprintf(fid,'!\n! No apoio do macaco\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,2,6,3,ORDE,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,37\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,-39\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,86\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,-88\n!\n');
fprintf(fid,'/GO\n');
fprintf(fid,'FK,P51X,FX,3746/6\n');
%
fprintf(fid,'!\n! Na ponta da lança\n!\n');
fprintf(fid,'FLST,2,6,3,ORDE,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,31\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,-33\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,49\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,-51\n!\n');
fprintf(fid,'/GO\n');
fprintf(fid,'FK,P51X,FX,-3746/6\n!\n');
%
fprintf(fid,'FLST,2,6,3,ORDE,4\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,31\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,-33\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,49\n');
fprintf(fid,'FITEM,2,-51\n!\n');
fprintf(fid,'/GO\n');
fprintf(fid,'FK,P51X,FY,11400/6\n!\n');
fprintf(fid,'FINISH\n');
%
%
%
% SOLUÇÃO
fprintf(fid,'!\n!\n!\n! SOLUÇÃO\n!\n');
fprintf(fid,'/SOLU\n');
fprintf(fid,'/STATUS,SOLU\n');
fprintf(fid,'SOLVE');
fprintf(fid,'FINISH\n');
%
fprintf(fid,'/POST1\n');
fprintf(fid,'!\n! DEFINICAO DE TVOL\n!\n');
fprintf(fid,'ETABLE,VOLUME,VOLU, \n');
fprintf(fid,'SSUM\n');
fprintf(fid,'*GET,TVOL,SSUM,,ITEM,VOLUME\n');
%
fprintf(fid,'NO_A= NODE(0,%f,%f)\n',R1,X2/2);
fprintf(fid,'UY_A= UY(NO_A)\n');
fprintf(fid,'UZ_A= UZ(NO_A)\n');

```

```

%
fprintf(fid,'!\n!\n!\n! Escreve os resultados no ficheiro\n!\n');
fprintf(fid,'*CFOPEN,resultados.txt,,'n');
fprintf(fid,'*VWRITE,"Volume"\n');
fprintf(fid,'(A15)\n');
fprintf(fid,'*VWRITE,TVOL\n');
fprintf(fid,'(E18.6)\n');
fprintf(fid,'*VWRITE,"Desloc"\n');
fprintf(fid,'(A15)\n');
fprintf(fid,'*VWRITE,UY_A\n');
fprintf(fid,'(E18.6)\n');
fprintf(fid,'*VWRITE,UZ_A\n');
fprintf(fid,'(E18.6)\n');
fprintf(fid,'*CFCLOS\n');
fprintf(fid,'FINISH\n');
%
fclose(fid);
%
% Análise ANSYS
!"C:\Program Files\ANSYS Inc\v121\ansys\bin\WINX64\ansys121.exe" -b -p ansys -i
"C:\Users\Diogo\Desktop\optimizacao\ANALISE_LANCA.TXT" -o
"C:\Users\Diogo\Desktop\optimizacao\ANALISE_LANCA.OUT"
%
% Read failure load
fid= fopen('resultados.txt','r');
lixo= fscanf(fid,'%s',1);
volume= fscanf(fid,'%f',1);
massa= volume * DENS;
lixo= fscanf(fid,'%s',1);
deslocamento_y= fscanf(fid,'%f',1);
deslocamento_z= fscanf(fid,'%f',1);
fclose(fid);
%
% Calcula a função de mérito a partir do volume e dos constrangimentos
% Deslocamento admissível segundo Y e Z
MAX_D_Y= 5;
MAX_D_Z= 10;
%
g= 0;
deslocamento_y= abs(deslocamento_y);
deslocamento_z= abs(deslocamento_z);
if deslocamento_y > MAX_D_Y
    g= deslocamento_y - MAX_D_Y;
end
if deslocamento_z > MAX_D_Z
    g= g + deslocamento_z - MAX_D_Z;
end
% Funcao objectivo penalizada
%
y= massa + Constante * g ;
%
if (deslocamento_y < MAX_D_Y) && (deslocamento_z < MAX_D_Z)
    fprintf('    obj= %.4f, m= %.4f, d_y= %.2f, d_z= %.2f, X1= %.0f, X2= %.1f, X3= %.1f\n',...
        y,massa,deslocamento_y,deslocamento_z,X1,X2,X3);
else

```

```
fprintf('**** obj= %.4f, m= %.4f, d_y= %.2f, d_z= %.2f, X1= %.0f, X2= %.1f, X3= %.1f\n',...
        y, massa, deslocamento_y, deslocamento_z, X1, X2, X3);
end
%
% end-of-file “
```